F 7414/H

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA"
TIMIȘOARA

251

MECANICĂ

Tomul 26 (40) Fascicola 1

IANUARIE–IUNIE
1981

Cititorii din străinătate se pot abona prin

ILEXIM,

Serv. Export-import presă – Press Department

str. 30 Decembrie nr. 3–5 – P.O.B. 136–137

Bucharest – Romania

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA"
TIMIȘOARA

Seria Mecanică

Tom 26 (40) Fascicola 1

IANUARIE–IUNIE
1981

1989

COLEGIUL DE REDACȚIE

— Acad. prof. dr. doc. ing. IOAN ANTON
— Conf. dr. ing. GHEORGHE CREȚU
— Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ — redactor șef
— Prof. em. ing. CONSTANTIN AVRAM, m.c. al Acad. R.S.R.
— Prof. dr. ing. DUMITRU BECHERESCU
— Prof. dr. ing. VASILE COCHECI
— Prof. dr. BORISLAV CRSTICI
— Prof. dr. ing. COLETA DE SABATA
— Prof. dr. ing. TOMA DORDEA
— Conf. dr. ing. TRAIAN NICOARĂ
— Prof. dr. ing. FRANCISC KOVACS
— Acad. prof. dr. ing. DAN MATEESCU
— Prof. dr. ing. TIBERIU MUREȘAN
— Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ
— Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII
— Prof. dr. doc. ing. CONSTANTIN ȘORA
— Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU — secretar de colegiu

BME KÖZPONTI KÖNYVTÁRA
F
7414
FOLYÓIRAT OSZTÁLY

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtára
P 193 | 1981

COMITETUL DE REDACȚIE

II. Mecanică teoretică și aplicată

— Prof. dr. ing. FRANCISC KOVACS — redactor responsabil
— Prof. dr. ing. IOSIF GROȘANU
— Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII — redactor responsabil adj.
— Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU
— Prof. dr. doc. ing. ȘTEFAN CĂPROIU
— Prof. dr. doc. ing. AUREL NANU
— Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ
— Conf. dr. ing. DAN PERJU
— Prof. dr. doc. ing. VLADIMIR POPOVICI
— Prof. dr. ing. IOSIF PREDA
— Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ
— Prof. dr. ing. MARIN TRUȘCULESCU
— Prof. dr. ing. CORNEL UNGUREANU
— Prof. dr. ing. VASILE HOANCĂ
— Conf. dr. DUMITRU ROCHIANU
— Conf. dr. ing. TRAIAN RAICA — secretar de redacție

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM
1989
KÖZPONTI KÖNYVTÁR

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 Ianuarie — Iunie 1981

SUMAR

I. MECANICĂ TEORETICĂ

Pelecudi C., Pandrea N. : Analiza cinetoelastodinamică a diadei 3 R prin metoda elementelor finite 7

Silaş Gh., Hegedüs A. : Consideraţii asupra mişcărilor periodice optime ale sistemelor vibropercutante cu un grad de libertate 17

Silaş Gh., Brindeul L., Nicolescu C., Cioară T. : Studiul vibraţiilor unui agregat de turbină 23

II. REZISTENŢA MATERIALELOR — ORGANE DE MAŞINI — TEORIA MECANISMELOR

Kovacs Fr., Mădăraş L., Savii G. : Metodă pentru calculul forţelor (momentelor) motoare necesare pentru acţionarea mecanismelor generatoare de traiectorii ale roboţilor industriali 27

Varga Şt. : Cinematica modelului octocentral 37

Kovacs Fr., Nicoară I., Nicoară P., Pintea E. : Noutăţi în tehnica încercării şi rodării angrenajelor 47

Kovats L., Hajdu I., Cristuinea C. : Consideraţii asupra extrapolării rezultatelor încercărilor la fluaj efectuate pe probe de oţel prelevate din conducte abur viu, utilizate 55

Boleantu L., Cornut Al., Pecol E. : Calculul stării de solicitare într-o conductă flanşată printr-o metodă de discretizare 63

Cioclov D.D. : Despre corelaţia dintre integrala J şi caracteristica COD în stadiul critic 71

Boleanţu L., Gherman Gh., Oncean I. : Calculul săgeţilor plăcilor plane cu ajutorul calculatorului FELIX C-256 75

III. TERMOTEHNICĂ ŞI MAŞINI TERMICE

Raica T., Mastacan S., Băcuş D., Marnea I. : Studiul posibilităţilor de optimizare a formei bielei unui motor Diesel naval 81

Iorga D., Berindean V. : Elaborarea diagramei i—x pentru combustibili româneşti folosiţi în m.a.s. cu carburator şi folosirea ei la calculul stării amestecului în carburator 89

IV. MECANICA FLUIDELOR ŞI MAŞINI HIDRAULICE

Tămaş M. : Diagrama universală a transformatoarelor hidrodinamice de tip Föttinger 101

V. TEHNOLOGIE MECANICĂ

Mitelea I., Livinţă I., Farbaş N. : Procese fizice caracteristice prelucrării prin eroziune complexă a carburilor sinterizate 111

Drăghici G., Savii Gh., Szauflman Fr. : Consideraţii asupra mecanismului de prelevare a materialului la prelucrarea prin eroziune electrică a microalezajelor 119

Iclănzan T., Ignea A., Savii Gh.: Mașini cu ultrasunete pentru finisarea filierelor de diamant și carburi metalice 123
Drăghici G.: Contribuții la studiul dinamicii spațiului de lucru în care se desfășoară procesul de prelucrare prin eroziune electrică 129

VI. TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Ilca I., Maksay St., Mânea L.: Cercetări privind modelarea încălzirii lingourilor 133
Rosinger St., Seiculescu V., Popa M.: Principii de construire a unei linii automate polivalente pentru fabricarea elementelor de corpuri de iluminat fluorescent 137
Putz V., Pop I.: Contribuții la studiul îmbunătățirii procedeului de profilare a suprafețelor active ale discurilor abrazive 141
Cucuruz L.R., Popa M.: Posibilități de ameliorare a proprietăților mecanice ale bronzului de aluminiu prin tratament termic 147
Budău V., Trușculescu D., Dobrotă I.: Particularități ale elaborării sîrmelor din oțeluri criogenice cu 9 % Ni., folosite la fabricarea electrozilor de sudură 155
Grozav I., Pop I.: Optimizarea regimului de așchiere la frezare 161

VII. UTILAJUL ȘI TEHNOLOGIA SUDĂRII

Sarlău C., Gliță Gh.: Sudarea gravitațională verticală cu electrod învelit 165

VIII. MAȘINI AGRICOLE

Ștefan C.: Contribuții la perfecționarea cinematicii circulare a agregatelor agricole 171

Buletin Scientifique et technique de l'Institut Polytechnique „Traian Vuia" de Timişoara

SÉRIE MÉCANIQUE

Tome 26 (40) **Fascicule** **Janvier—Juin 1981**

SOMMAIRE

I. MÉCANIQUE THÉORETIQUE

Pelecudi C., Pandrea N. : Kinetoelastodynamic analisis of the 3 R dyad using a finite element method 7

Silaş Gh., Hegedüs A. : On optimum periodic motions of shok-vibrating systems with degree of freedom 17

Silaş Gh., Brîndeu L., Nicolescu C., Cioară T. : The determination of the vibration levels in the bearings of an aggregate from a hydroelectric power-station 23

II. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX — ÉLÉMENTS DE MACHINES — MECANISMES

Kovács Fr., Mădăraş L., Savii G. : Method for determining the driving forces in path-generating linkages used in industrial robots 27

Varga Şt. : Die Kynematik des Ortozentralen Modells 37

Kovács Fr., Nicoară I., Nicoară P., Pintea E. : Neue Methoden der Zahnraduntersuchung und des Zahnradeinlaufs 47

Kovats L., Hajdu I., Cristuinea C. : Betrachtungen über die Abschätzung der Kriechversuche an Proben aus gebrauchten Frischdampfleitungen 55

Boleanţu L., Cornut Al., Pecol E. : Spannungszustandberechnung von Rohrflanschverbindungen mit der Diskretisierungsmethode.... 63

Cioclov D.D. : On the corelation between J — integral and the crack the opening displacement characteristic 71

Boleantu L., Gherman Gh., Oncean I. : Calculation of the flat plates camber with the help of the computer FELIX C-256. 75

III. THÉRMOTECHNIQUE ET MACHINES THERMIQUES

Raica T., Mastacan S., Băcuş D., Marnea I. : Studium der Optimisierung der Form einer Pleuel eines Schiffdieselmotors 81

Iorga D., Berindean V. : L'elaboration d'une diagramme i—x pour les essenceus roumaines, utilisees dans les moteur a carburateur et son utilisation dans le calcul de l'etat du melange 89

IV. LA MÉCANIQUE DES FLUIDES ET MACHINES HYDRAULIQUES

Tămaş M. : The general performance characteristics of Föttinger torque converters 101

V. TECHNOLOGIE MÉCANIQUE

Mitelea I., Livinţa I., Farbaş N. : Charakteristische physikalische Vorgänge bei komplexer erosiven Bearbeitung der gesinterten Karbide 111

Drăghici G., Savii Gh., Szauftman Fr. : Considération sur le processus d'lènvement du matériel pendant l'usinage par électroérosion des micro-orifices 119

Iclănzan T., Ignea A., Savii Gh. : Machines ultrasonique pour le finissage des filières de diamant et de carbures métalliques 123
Drăghici G. : Contribution sur l'étude de la dinamique de l'espace de travail dans lequel se déroule le processus d'usinage par érosion électrique 129

VI. LA TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DE MACHINES

Ilca I., Maksay St., Mânea L. : Recherches sur le modelage du réchauffage des lingots 133
Rosinger St., Seiculescu V., Popa M. : Das Antriebs- und Bauprinziep einer polivalenten automatischen Strasse für die herstellung der Elemente für fluoreszenten Beleuchtungskörpern 137
Putz V., Pop I. : Beiträge zum Studium der Verbesserung des Profilieren von Profilschleifsteinen 141
Cucuruz L.R., Popa M. : Möglichkeiten der Verbesserung der mechanischen Eigenschaften der Aluminiumbronze durch Wärmebehandlung .. 147
Budău V., Trușculescu D., Dobrotă I. : Eigenheiten der Drahtfertigung aus mit 9 % Ni—legiertem Tiefkaltzähen Stahl für die Erzeugung von Schweisselektroden 155
Grozav I., Pop I. : Optimisierung der Zerspannbarkeitsparameter bei Walzenfräsen 161

VII. L'OUTILLAGE ET LA TECHNOLOGIE DE LA SUDURE

Sarlău C., Gliță Gh. : Le soudage gravitationel vérticale avec éléctrod énrobé 165

VIII. MACHINES AGRICOLES

Ștefan C. : Beiträge zur Vervollkommenung der kinematischen kreisfahrenden Landwirtschaftlichen Agregaten 171

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

ANALIZA CINETOELASTODINAMICĂ A DIADEI 3R PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE

DE

CHRISTIAN PELECUDI, NICOLAE PANDREA

1. Introducere

Studiul vibraţiilor barelor cu metoda elementelor finite [1], [5] prezintă avantaje deosebite atît pentru obţinerea ecuaţiilor diferenţiale cît şi în privinţa rezolvării pe calculator în cazul aplicaţiilor numerice.

În studiul vibraţiilor diadei 3R considerată ca multipol cinetoelastodinamic pentru determinarea parametrilor de ieşire se va aplica metoda menţionată.

2. Consideraţii asupra mişcării relative a rigidului

Deoarece elementul finit de care ne vom ocupa este raportat la un sistem de referinţă mobil, este necesar a determina mai întîi torsorul forţelor complementare la mişcarea relativă a rigidului.

Se consideră rigidul mobil, sistemul $Cxyz$ legat de rigid (C fiind centrul de greutate) şi sistemul mobil $O_1x_1y_1z_1$ la care se raportează mişcarea rigidului (Fig. 1).

Se folosesc notaţiile :

$\bar{v}_{21}$, $\bar{a}_{21}$ — viteza, respectiv acceleraţia punctului C în raport cu sistemul $O_1x_1y_1z_1$;

$\bar{\omega}_{21}$, $\bar{\varepsilon}_{21}$ — viteza, respectiv acceleraţia unghiulară a sistemului $Cxyz$ faţă de sistemul $O_1x_1y_1z_1$

$\bar{v}_{10}$, $\bar{a}_{10}$ — viteza, respectiv acceleraţia absolută a punctului O_1

$\bar{\omega}_{10}$, $\bar{\varepsilon}_{10}$ — viteza, respectiv acceleraţia unghiualră absolută a sistemului $O_1x_1y_1z_1$;

m — masa rigidului ;

$\bar{r}$ — vectorul de poziţie faţă de sistemul $Cxyz$ al unui punct curent al rigidului ;

$\bar{r}_c$ — vectorul de poziţie al punctului C faţă de sistemul $O_1x_1y_1z_1$.

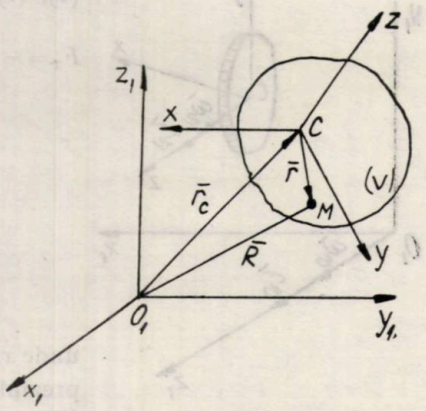


Fig. 1.

Reducînd forţele de transport în centrul de greutate se obţine torsorul (F_t, M_t) al forţelor de transport.

Rezultanta forțelor de transport va fi :

$$\bar{F}_t = -\int_{(v)} \{\bar{a}_{10} + \bar{\varepsilon}_{10} \times (\bar{r}_c + \bar{r}) + \bar{\omega}_{10} \times [\bar{\omega}_{10} \times (\bar{r}_c + \bar{r})]\}\, dm \tag{1}$$

Dezvoltînd relația (1) și ținînd seama că $\int_{(v)} \bar{r} dm = 0$, se obține :

$$\bar{F}_t = -m\,[\bar{a}_{10} + \bar{\varepsilon}_{10} \times \bar{r}_c + \bar{\omega}_{10} \times (\bar{\omega}_{10} \times \bar{r}_c)] \tag{2}$$

Momentul rezultant al forțelor de transport calculat în punctul C se exprimă prin relația :

$$\bar{M}_t = -\int_{(v)} \bar{r} \times \{\bar{a}_{10} + \bar{\varepsilon}_{10} \times (\bar{r}_c + \bar{r}) + \bar{\omega}_{10} \times (\bar{r}_c + \bar{r})\}\, dm \tag{3}$$

sau în exprimare matriceală :

$$M_t = -[J_c]\,[\bar{\varepsilon}_{10}] - \bar{\omega}_{10} \times [J_c]\,[\bar{\omega}_{10}] \tag{4}$$

unde :

$$[J_c] = \begin{bmatrix} J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{yz} & J_y & -J_{yz} \\ -J_{zx} & -J_{zy} & J_z \end{bmatrix} \tag{5}$$

J_x, J_y, J_z, J_{xy}, J_{xz}, J_{yz} fiind momentele de inerție față de sistemul de axe $Cxyz$.

Pentru forțele Coriolis se obține torsorul $(\bar{F}_c, \bar{M}_c)$, unde :

$$\bar{F}_c = -2\int_{(v)} \bar{\omega}_{10} \times (\bar{v}_{21} + \bar{\omega}_{21} \times \bar{r})\, dm = -2m\, \bar{\omega}_{10} \times \bar{v}_{21} \tag{6}$$

$$\bar{M}_c = -2\int_{(v)} \bar{r}_x \times [\bar{\omega}_{10} \times (\bar{v}_{21} + \bar{\omega}_{21} \times \bar{r})]\, dm = -2\bar{\omega}_{21} \times \{[J_c]\,[\bar{\omega}_{10}] - J_p \bar{\omega}_{10}\} \tag{7}$$

unde :

$$J_p = \int_{(v)} \bar{r}^2\, dm \tag{8}$$

Dacă se consideră discul din figura (2) perpendicular pe planul $x_1O_1y_1$ cu punctul C în locul $O_1x_1y_1$ la care $J_{yz}=0$, luînd seama de egalitatea $J_{xz}=J_{xy}=0$, cu notațiile din desen, din relațiile (2), (4), (5), (6), (7), rezultă :

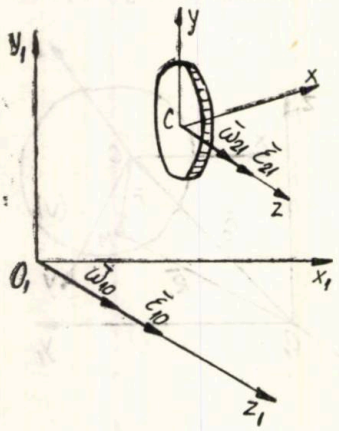


Fig. 2.

$$F_t = -m[(a_{x_1} - x_c\omega_{10}^2 - y_c\varepsilon_{10})\bar{i}_1 + (ay_1 - y_c\omega_{10}^2 + x_c\varepsilon_{10})] \tag{9}$$

$$\bar{M}_t = -J_z\, \varepsilon_{10}\, \bar{k}_1 \tag{10}$$

$$\bar{F}_c = -2\omega_{10}\, m\, (-\dot{y}_c\bar{i}_1 + \dot{x}_c\bar{j}_1) \tag{11}$$

$$\bar{M}_c = 0 \tag{12}$$

unde $\dot{x}_c$, $\dot{y}_c$ reprezintă derivatele locale iar a_{x_1}, a_{y_1} reprezintă proiecțiile accelerației $\bar{a}_{10}$ pe axele O_1x_1, O_1y_1.

3. Elementul finit pentru bară

Elementul finit pentru bara AB se poate considera porțiunea de bară O_1O_2 de lungime finită l (fig. 3).

Se alege sistemul de referință O_1xy pentru elementul finit considerat nedeformat. În timpul mișcării însă elementul finit se deformează și se deplasează ocupînd poziția O_1' O_2' (figura 4).

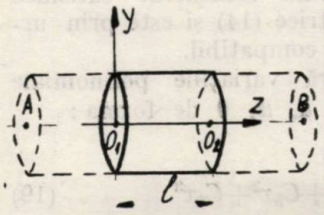


Fig. 3.

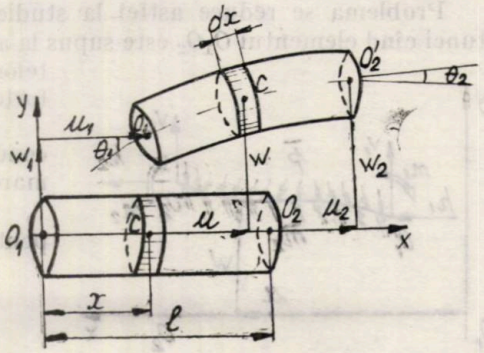


Fig. 4.

Un punct C (centrul de greutate al unei secțiuni transversale) situate pe axa barei la distanța x ajunge prin deformarea barei în punctul C' deplasîndu-se în lungul axei O_1x cu distanța u iar în lungul axei O_1y cu distanța w. În același timp secțiunea perpendiculară pe axa O_1x care trece prin C se rotește cu unghiul θ care se exprimă prin relația :

$$\theta = \frac{\partial w}{\partial x} \tag{13}$$

Parametrii u, w, θ sînt funcție de timp t și de distanța x adică $u=u\ (x_1\ t)$, $w=w\ (x,\ t)$, $\theta=\theta\ (x,\ t)$.

Dacă u_1, u_2, w_1, w_2, θ_1, θ_2 sînt deplasările la capete atunci se pot scrie relațiile :

$$\begin{aligned} &u_1=u\ (0,\ t)\ ; \quad u_2=u\ (l,\ t)\ ; \quad w_1=w\ (0,\ t) \\ &w_2=w\ (l,\ t)\ ; \quad \theta_1=\theta\ (0,\ t)\ ; \quad \theta_2=\theta\ (l,\ t) \end{aligned} \tag{14}$$

În studiul vibrațiilor elementului finit, vibrațiile fiind raportate la sistemul O_1xy, este necesar a considera forțele complementare.

În acest scop se consideră forțele complementare corespunzătoare discurilor (considerate rigide) perpendiculare pe axa barei de grosime dx. Masa unui disc este $A\rho\ dx$, unde ρ este densitatea iar A aria secțiunii transversale curente.

Din relațiile (9), (11), (10) ținînd seama de notațiile din figura 4, se obțin :

$$d\bar{F}=d\bar{F}_t+d\bar{F}_c=-A\rho\ \{[a_x-(x+u)\ \omega^2-w\varepsilon-2\omega\dot{w}]\bar{i}+[a_y-w\omega^2+$$

$$+(x+u)\ \varepsilon+2\dot{u}\ \omega]\bar{j}\}\ dx \tag{15}$$

$$d\bar{M}=-I\rho\varepsilon\bar{k}\ dx \tag{16}$$

unde I este momentul de inerție geometric al secțiunii în raport cu axa paralelă cu O_1z ce trece prin C ; ω, ε reprezintă viteza respectiv accelerația unghiulară a sistemului O_1xy iar a_x, a_y sînt proiecțiile pe axe ale accelerației punctului O_1.

Se obțin astfel sarcinile distribuite :

$$\bar{p}=\frac{d\bar{F}}{dx}=-A\rho\ \{[a_x-(x+u)\omega^2-w\varepsilon-2\omega\dot{w}]\,\bar{i}+[a_y-w\omega^2+(x+u)\varepsilon+2\dot{u}\omega]\,\bar{j}\} \tag{17}$$

$$\bar{m}_2=\frac{d\bar{M}}{dx}=-I\rho\varepsilon\bar{k} \tag{18}$$

Problema se reduce astfel la studierea vibrațiilor față de sistemul O_1xy atunci cînd elementul O_1O_2 este supus la acțiunea forțelor date, forțelor (momentelor) din capete h_1, v_1, m_1, h_2, v_2, m_2 și forțelor (momentelor) $\bar{p}$, $\bar{m}_z$ (fig. 5).

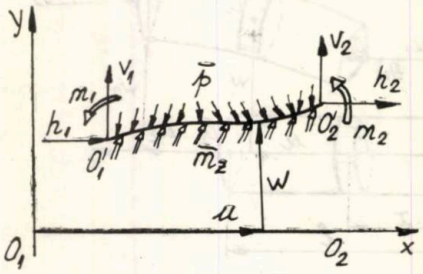


Fig. 5.

Elementul finit considerat satisface condițiile geometrice (14) și este prin urmare geometric compatibil.

Se consideră variațiile polinomiale pentru funcțiile u, w, θ de forma :

$$\begin{aligned} u&=C_1+C_2\,x\\ w&=C_3+C_4x+C_5x^2+C_6x^3\\ \theta&=\frac{\partial w}{\partial x}=C_4+2C_5x+3C_6x^2 \end{aligned} \tag{19}$$

Ținînd seama de condițiile limită (14) rezultă :

$$u=u_1P_1(x)+u_2P_2(x) \tag{20}$$

$$w=w_1P_3(x)+w_2P_4(x)+\theta_1P_5(x)+\theta_2P_6(x) \tag{21}$$

$$\theta=\frac{\partial w}{\partial x}=w_1\frac{\partial P_3(x)}{\partial x}+w_2\frac{\partial P_4(x)}{\partial x}+\theta_1\frac{\partial P_5(x)}{\partial x}+\theta_2\frac{\partial P_6(x)}{\partial x} \tag{22}$$

unde $P_i(x)$, $i=1, 2, \ldots 6$ sînt polinomiale hermitice :

$$P_1(x)=1-\frac{x}{l};\quad P_2(x)=\frac{x}{l};\quad P_3(x)=1-3\frac{x^2}{l^2}+2\frac{x^3}{l^3};$$

$$P_4(x)=3\frac{x^2}{l^2}-2\frac{x^3}{l^3};\quad P_5(x)=x-2\frac{x^2}{l}+\frac{x^3}{l};\quad P_6(x)=-\frac{x^2}{l}+\frac{x^3}{l^2} \tag{23}$$

4. Determinarea forțelor generalizate

Deoarece stabilirea ecuațiilor diferențiale se va face cu ajutorul ecuațiilor lui Lagrange este necesar a se determina forțele generalizate corespunzătoare parametrilor independenți, u_1, w_1, θ_1, u_2, w_2, θ_2.

Dacă forțele exterioare sînt concentrate în punctele $x_j=x_j^\circ$ atunci forța generalizată F_k se exprimă prin relația :

$$F_k=\sum_{j=1}^{n}\left(F_x\frac{\partial u}{\partial q_k}+F_y\frac{\partial w}{\partial q_k}+M\frac{\partial\theta}{\partial q_k}\right)\Bigg|_{x_j=x^\circ} \tag{24}$$

iar pentru forțele distribuite se obține :

$$F_k=\int_0^l\left(p_z\frac{\partial u}{\partial x}+p_y\frac{\partial u}{\partial x}+m_z\frac{\partial u}{\partial x}\right)dx \tag{25}$$

În absența altor forțe situate pe elementul finit, ținînd seama de relațiile (20), (21), (22) se obțin pentru forțele generalizate corespunzătoare parametrilor θ_1, u_1, w_1, θ_2, u_2, w_2 următoarele exprimări :

$$F_{\theta_1}=m_1+\int_0^l\left[p_yP_5(x)+m_z\frac{\partial P_5}{\partial x}\right]dx\ ;\quad F_{\theta_2}=m_2+\int_0^l\left[p_yP_6(x)+m_z\frac{\partial P_6}{\partial x}\right]dx$$

$$F_{u_1}=h_1+\int_0^l p_xP_1(x)\,dx\ ;\quad F_{u_2}=h_2+\int_0^l p_xP_2(x)\,dx \tag{26}$$

$$F_{w_1}=v_1+\int_0^l\left[p_yP_3(x)+m_z\frac{\partial P_3}{\partial x}\right]dx\ ;\quad F_{w_2}=v_2+\int_0^l\left[p_yP_4(x)+m_z\frac{\partial P_4}{\partial x}\right]dx$$

Forțele generalizate (26) în ipoteza secțiunii A constante ținînd seama de relațiile (17), (18), (23) în exprimare matriceală se scriu :

$$[f_1]=[r_1]-[\omega_1]-[\zeta_{11}]\,[\delta_1]-[\zeta_{12}]\,[\delta_2]-[c_{11}]\,[\dot\delta_1]-[c_{12}]\,[\dot\delta_2] \tag{27}$$

$$[f_2]=[r_2]-[\omega_2]-[\zeta_{21}]\,[\delta_1]-[\zeta_{22}]\,[\delta_2]-[c_{21}]\,[\dot\delta_1]-[c_{22}]\,[\dot\delta_2] \tag{28}$$

unde :

$$[f_1]=\begin{bmatrix}F_{\theta 1}\\F_{u1}\\F_{w1}\end{bmatrix};\quad [r_1]=\begin{bmatrix}m_1\\h_1\\v_1\end{bmatrix};\quad [\delta_1]=\begin{bmatrix}\theta_1\\u_1\\w_1\end{bmatrix};\quad [\omega_1]=\frac{n}{60}\begin{bmatrix}5la_y+2l^2\varepsilon\\30a_x-10l\omega^2\\30a_y+l\varepsilon\,(9-60x)\end{bmatrix}$$

$$[\zeta_{11}]=-\frac{n}{420}\begin{bmatrix}4l^2\omega^2 & -21l\varepsilon & 22l\omega^2\\21l\varepsilon & 140\omega^2 & 63\varepsilon\\22\omega^2 & -63\varepsilon & 156\omega^2\end{bmatrix};\quad [\zeta_{12}]=-\frac{n}{420}\begin{bmatrix}-3l\omega^2 & -14l\varepsilon & 13l\omega^2\\-14l\varepsilon & 70\omega^2 & 63\varepsilon\\-13l\omega^2 & -63\varepsilon & 54\omega^2\end{bmatrix}$$

$$[c_{11}]=-\frac{n\omega}{10}\begin{bmatrix}0 & -l & 0\\l & 0 & 3\\0 & -3 & 0\end{bmatrix};\qquad [c_{12}]=-\frac{n\omega}{30}\begin{bmatrix}0 & -2l & 0\\-2l & 0 & 9\\0 & -9 & 0\end{bmatrix} \tag{29}$$

$$[f_2]=\begin{bmatrix}F_{\theta 2}\\F_{u2}\\Fw_2\end{bmatrix};\quad [r_2]=\begin{bmatrix}m_2\\h_2\\v_2\end{bmatrix};\quad [\delta_2]=\begin{bmatrix}\theta_2\\u_2\\w_2\end{bmatrix};\quad [\omega_2]=\frac{n}{60}\begin{bmatrix}-5la_y & -3l^2\varepsilon\\30a_z & -20l\omega^2\\30ay+3l\varepsilon\,(7+20\lambda)\end{bmatrix}$$

$$[\zeta_{21}]=-\frac{n}{420}\begin{bmatrix}-3l^2\omega^2 & 14l\varepsilon & -13l\omega^2\\14l\varepsilon & 70\omega^2 & 63\varepsilon\\13l\omega^2 & -63\varepsilon & 54\omega^2\end{bmatrix};\quad [\zeta_{22}]=-\frac{n}{420}\begin{bmatrix}4l^2\omega^2 & 21l\varepsilon & -22l\omega^2\\-21l\varepsilon & 140\omega^2 & 63\varepsilon\\-22l\omega^2 & -63\varepsilon & 156\omega^2\end{bmatrix}$$

$$[c_{21}]=-\frac{n\omega}{30}\begin{bmatrix}0 & 2l & 0\\2l & 0 & 9\\0 & -9 & 0\end{bmatrix};\qquad [c_{22}]=-\frac{n\omega}{30}\begin{bmatrix}0 & 3l & 0\\-3l & 0 & 9\\0 & -9 & 0\end{bmatrix} \tag{30}$$

$$\lambda=\frac{I}{Al^2} \tag{31}$$

iar m este masa elementului finit.

5. **Determinarea ecuațiilor diferențiale**

Ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor elementului finit în mișcare plan paralelă se pot obține din ecuațiile Lagrange, coordonatele semnalizate fiind θ_1, u_1, w_1, θ_2, u_2, w_2.

Notînd în general cu q_k una din coordonatele generalizate, ecuațiile lui Lagrange se scriu :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_k}\right)-\frac{\partial E_c}{\partial q_k}+\frac{\partial E_p}{\partial q_k}=F_k \tag{32}$$

unde E_c reprezintă energia cinetică a elementului finit în mișcarea relativă față de sistemul O_1xy (fig. 5), iar E_p reprezintă energia potențială de deformație.

Relațiile care definesc mărimile E_c și E_p sînt :

$$E_c=\frac{1}{2}\int_0^l[\rho A\,(\dot{u}^2+\dot{w}^2)+I\dot{\theta}^2]\,\mathrm{d}x \tag{33}$$

$$E_p=\frac{1}{2}\int_0^l\left[EI\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right)^2+EA\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2\right]\mathrm{d}x \tag{34}$$

unde E reprezintă modulul de elasticitate longitudinală.

Relațiile (32) ținînd seama de (33), (34), (20), (21), (22), (23) în notație matriceală se scriu :

$$[m_{11}]\,[\ddot{\delta}_1]+[m_{12}]\,[\ddot{\delta}_2]+[\zeta_{11}]\,[\delta_1]+[\zeta_{12}]\,[\delta_2]=[f_1] \tag{35}$$

$$[m_{21}]\,[\ddot{\delta}_{11}]+[m_{22}]\,[\ddot{\delta}_2]+[\zeta_{21}]\,[\delta_1]+[\zeta_{22}]\,[\delta_2]=[f_2] \tag{36}$$

unde :

$$[m_{11}]=\frac{m}{420}\begin{bmatrix} l^2(4+56\lambda) & 0 & l(22+42\lambda) \\ 0 & 140 & 0 \\ l(22+42\lambda) & 0 & 156+504\lambda \end{bmatrix};\quad [m_{12}]=\frac{m}{420}\begin{bmatrix} l^2(-3-14\lambda & 0 & l(13-42\lambda) \\ 0 & 70 & 0 \\ l(-13+42\lambda) & 0 & 54-504\lambda \end{bmatrix}$$

$$[m_{21}]=\frac{m}{420}\begin{bmatrix} l^2(-3-14\lambda) & 0 & l(-13+42\lambda) \\ 0 & 70 & 0 \\ l(13-42\lambda) & 0 & 54-504\lambda \end{bmatrix};\quad [m_{22}]=\frac{m}{420}\begin{bmatrix} l^2(4+56\lambda) & 0 & l(-22-42\lambda \\ 0 & 140 & 0 \\ l(-22-42\lambda) & 0 & 156-504\lambda \end{bmatrix}$$

$$[\zeta_{11}]=\frac{EA}{l}\begin{bmatrix} 4\lambda l^2 & 0 & 6\lambda l \\ 0 & 1 & 0 \\ 6\lambda l & 0 & 12\lambda \end{bmatrix};\quad [\zeta_{12}]=\frac{EA}{l}\begin{bmatrix} 2\lambda l^2 & 0 & -6\lambda l \\ 0 & -1 & 0 \\ 6\lambda l & 0 & -12\lambda \end{bmatrix}$$

$$[\zeta_{21}]=\frac{EA}{l}\begin{bmatrix} 2\lambda l^2 & 0 & 6l\lambda \\ 0 & -1 & 0 \\ -6\lambda l & 0 & -12\lambda \end{bmatrix};\quad [\zeta_{22}]=\frac{EA}{l}\begin{bmatrix} 4\lambda l^2 & 0 & -6\lambda l \\ 0 & 1 & 0 \\ -6\lambda l & 0 & 12\lambda \end{bmatrix} \tag{37}$$

Din relațiile (35), (36), (27), (28) rezultă sistemul de ecuații diferențiale :

$$[m_{11}]\,[\ddot{\delta}_1]+[m_{12}]\,[\ddot{\delta}_2]+[c_{11}]\,[\dot{\delta}_1]+[c_{12}]\,[\dot{\delta}_2]+[k_{11}]\,[\delta_1]+[k_{12}]\,[\delta_2+$$
$$+[\omega_1]=[r_1] \tag{38}$$

$$[m_{12}]\,[\ddot{\delta}_1]+[m_{22}]\,[\ddot{\delta}_2]+[c_{21}]\,[\dot{\delta}_1]+[c_{22}]\,[\ddot{\delta}_2]+[k_{21}]\,[\delta_1]+[k_{22}]\,[\delta_2]+$$
$$+[\omega_2]=[r_2] \tag{39}$$

unde :

$$[k_{ij}]=[\zeta_{ij}]+[\zeta_{ij}]\quad (i,j=1,\ 2) \tag{40}$$

6. Ecuațiile diferențiale raportate la un sistem de referință fix

Pentru a determina ecuațiile diferențiale a unui ansamblu de elemente finite este necesar a raporta ecuațiile diferențiale la un sistem unic de referință fix (fig. 6) făcînd trecerea de la deplasările θ_i, u_i, w_i la $\theta_i U_i W_i$ și de la reacțiunile din capete m_i, h_i, v_i la M_i, H_i, V_i ($i=1, 2, 3$). Cu ajutorul notațiilor :

$$[\Delta_i]=\begin{bmatrix}\theta_i\\ U_i\\ W_i\end{bmatrix}\quad;\quad [R_i]=\begin{bmatrix}M_i\\ H_i\\ V_i\end{bmatrix}\tag{41}$$

$$[A]=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\varphi & \sin\varphi\\ 0 & -\sin\varphi & \cos\varphi\end{bmatrix}\tag{42}$$

se obțin relațiile :

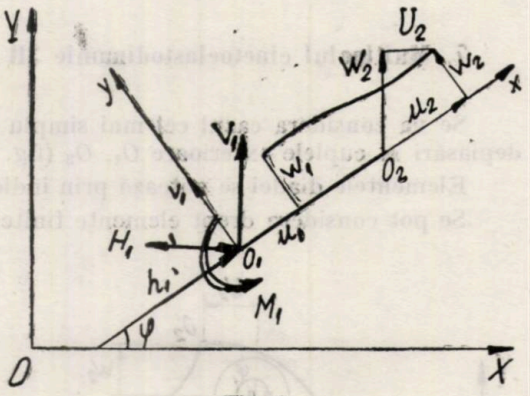


Fig. 6.

$$[\delta_i]=[A]\,[\Delta_i]\qquad i=1,\ 2\tag{43}$$

$$[r_i]=[A]\,[R_i]\qquad i=1,\ 2\tag{44}$$

Derivînd relația (43) se obține :

$$[\dot{\delta}_i]=\omega\,[A_\varphi]\,[\Delta_i]+[A]\,[\dot{\Delta}_i]\tag{45}$$

$$[\ddot{\delta}_i]=[\varepsilon\,[A_\varphi]+\omega^2\,[A_{\varphi\varphi}]]\,[\Delta_i]+2\omega\,[A_\varphi]\,[\dot{\Delta}_i]+[A]\,[\ddot{\Delta}_i]\tag{46}$$

unde prin $[A_\varphi]$, $[A_{\varphi\varphi}]$ s-au notat derivatele de ordinul unu și doi ale matricei $[A]$.

Înlocuind vectorii $[\delta_i]$, $[\dot{\delta}_i]$, $[\ddot{\delta}_i]$, $[r_i]$ din relațiile (43), (45), (46), (44) în ecuația (38) și multiplicînd la stînga cu $[A]^{-1}$ rezultă :

$$[M_{11}]\,[\ddot{\Delta}_1]+[M_{12}]\,[\ddot{\Delta}_2]+[C_{11}]\,[\dot{\Delta}_1]+[C_{12}]\,[\dot{\Delta}_2]\,[K_{11}]\,[\Delta_1]+[K_{12}]\,[\Delta_2]+$$
$$+[\Omega_1]=[R_1]\tag{47}$$

unde :

$$[M_{11}]=[A]^{-1}\,[m_{11}]\,[A]\;;\qquad [M_{12}]=[A]^{-1}\,[m_{12}]\,[A]\tag{48}$$

$$[C_{11}]=2\omega\,[A]^{-1}\,[m_{11}]\,[A_\varphi]+[A]^{-1}\,[c_{11}]\,[A]\;;$$
$$[C_{12}]=2\omega\,[A]^{-1}\,[m_{12}]\,[A_\varphi]+[A]^{-1}\,[c_{12}]\,[A]\tag{49}$$

$$[K_{11}]=\varepsilon\,[A]^{-1}\,[m_{11}]\,[A_\varphi]+\omega^2\,[A]^{-1}\,[m_{11}]\,[A]_{\varphi\varphi}+$$
$$+\omega\,[A]^{-1}\,[c_{11}]\,[A_\varphi]+[A]^{-1}\,[k_{11}]\,[A]\tag{50}$$

$$[K_{12}]=\varepsilon\,[A]^{-1}\,[m_{12}]\,[A_\varphi]+\omega^2\,[A]^{-1}\,[m_{12}]\,[A_{\varphi\varphi}]+\omega\,[A]^{-1}$$
$$+\omega\,[A]^{-1}\,[c_{12}]\,[A_\varphi]+[A]^{-1}\,k_{12}]\,[A]\tag{51}$$

$$[\Omega_1]=[A]^{-1}\,[\omega_1]\tag{52}$$

În mod analog din relația (39) se obține :

$$[M_{22}]\,[\ddot{\Delta}_{22}]+[M_{21}]\,[\ddot{\Delta}_1]+[C_{22}]\,[\dot{\Delta}_2]+[C_{21}]\,[\dot{\Delta}_1]+$$
$$+[K_{22}]\,[\Delta_2]+[K_{21}]\,B_1]=[R_2]\tag{53}$$

calculul matricelor coeficienți făcîndu-se cu relațiile (48)—(51) făcînd înlocuirea indicilor 1 cu 2 și 2 cu 1.

Relația (53) se mai poate obține în același fel cu relația (47) cu condiția de a considera un sistem de referință mobil cu originea în punctul O_2 și cu axa O_2x trecînd prin punctul O_1.

7. Multipolul cinetoelastodinamic 3R

Se va considera cazul cel mai simplu al diadei $3R$ încărcată cu sarcini și deplasări în cuplele exterioare O_1, O_3 (fig. 7).

Elementele diadei se notează prin indicii 1 și 2.

Se pot considera drept elemente finite barele drepte O_1O_2 și O_2O_3. Vectorii deplasării ai capetelor barei 1 vor fi :

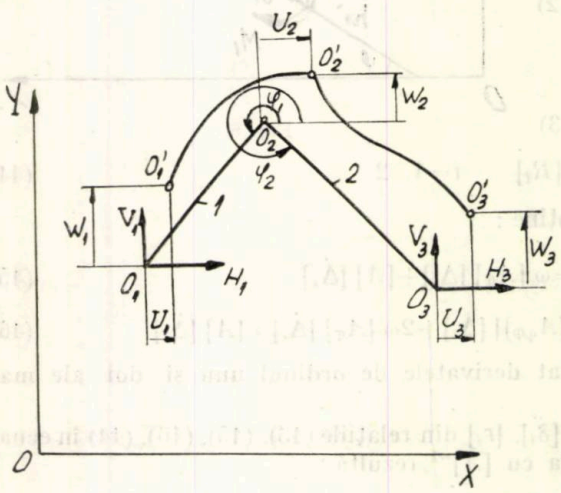


Fig. 7.

$$[\Delta_1^1]=\begin{bmatrix}\theta_1^1\\U_1\\W_1\end{bmatrix};\quad [\Delta_2^1]=\begin{bmatrix}\theta_2^1\\U_2\\W_2\end{bmatrix} \tag{54}$$

În mod analog pentru bara 2 se pot scrie vectorii de deplasare în capetele O_2 și O_3:

$$[\Delta_2^2]=\begin{bmatrix}\theta_2^2\\U_2\\W_2\end{bmatrix};\quad [\Delta_3^2]=\begin{bmatrix}\theta_3^2\\U_3\\W_3\end{bmatrix} \tag{55}$$

Din relațiile (29) înlocuind indicele 1 cu 2 și 2 cu 1 se pot calcula matricele corespunzătoare elementului 1 raportat la un sistem de referință cu originea în O_2 și anume :

$$[\zeta_{22}^1],\ [\zeta_{21}^1],\ [c_{22}^1],\ [c_{21}^1],\ [\omega_2^1],\ [\xi_{12}^1],\ [\xi_{11}^1],[C_{12}^1],\ [C_{11}^1],\ [\omega_1^1].$$

În mod analog înlocuind indicele 1 cu 2 și 2 cu 3, pentru bara 2 se determină matricele :

$$[\zeta_{22}^2],\ [\zeta_{23}^2],\ [c_{22}^2],\ [c_{23}^2],\ [\omega_2^2],\ [\xi_{32}^2],\ [\xi_{33}^2],\ [c_{32}^2],\ [c_{33}^2],\ [\omega_3^2].$$

Procedînd în același mod se determină din (37) matricele :

$$[m_{22}^1],\ [m_{21}^1],\ [m_{12}^1],\ [m_{11}^1],\ [\zeta_{22}^1],\ [\zeta_{23}^1],\ [\zeta_{12}^1],\ [\ {}_{11}^1]$$

$$[m_{22}^2],\ [m_{23}^2],\ [m_{32}^2],\ [m_{33}^2],\ [\zeta_{22}^2],\ [\zeta_{23}^2],\ [\zeta_{32}^2],\ [\zeta_{33}^2]$$

precum și matricele $[K_{ij}^1]$, $[K_{ij}^2]$ date de relația :

$$\begin{aligned}[K_{ij}^1]&=[\zeta_{ij}^1]+[\zeta_{ij}^1] \qquad i,\ j=1,\ 2\\ [K_{ij}^2]&=[\zeta_{ij}^2]+[\zeta_{ij}^2] \qquad i,\ j=2,\ 3\end{aligned} \tag{56}$$

Matricele de transformare cu notațiile din figura 7, devin

$$[A_1]=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\varphi_1 & \sin\varphi_1\\ 0 & -\sin\varphi_1 & \cos\varphi_1\end{bmatrix};\qquad [A_2]=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\varphi_2 & \sin\varphi_2\\ 0 & -\sin\varphi_2 & \cos\varphi_2\end{bmatrix} \tag{57}$$

Se pot scrie astfel pentru cele două elemente ecuațiile :

$$[M^1_{22}]\,[\ddot{\Delta}^1_2]+[M^1_{21}]\,[\ddot{\Delta}^1_1]+[C^1_{22}]\,[\dot{\Delta}^1_2]+[C^1_{21}]\,[\dot{\Delta}^1_1]+[K^1_{22}]\,[\Delta^1_2]+$$
$$+[K^1_{21}]\,[\Delta^1_1]+[\Omega^1_2]=[R^1_2] \tag{58}$$

$$[M^2_{22}[\,[\ddot{\Delta}^2_2]+[M^2_{23}]\,[\ddot{\Delta}^2_3]+[C^2_{22}]\,[\dot{\Delta}^2_2]+[C^2_{23}]\,[\dot{\Delta}^2_3]+[K^2_{22}]\,[\Delta^2_2]+$$
$$+[K^2_{23}]\,[\Delta^2_3]+\Omega^2_2]=[R^2_2] \tag{59}$$

Fie $[M^k_{ij}]_n$ matricea linie formată cu elementele liniei n a matricei $[M^k_{ij}]$. Cu această notație, ținînd seama de faptul că momentele reacțiune în articulație sînt nule iar $H^1_2+H^2_2=V^1_2+V^2_2=0$, din (58), (59) rezultă :

$$[M^1_{22}]_1\,[\ddot{\Delta}^1_2]+[M^1_{21}]_1\,[\ddot{\Delta}^1_1]+[C^1_{22}]_1\,[\dot{\Delta}^1_2]+[C^1_{21}]_1\,[\dot{\Delta}^1_1]+$$
$$+[K^1_{22}]_1\,[\Delta^1_2]+[K^1_{21}]_1\,[\Delta^1_1]+[\mu^1_2]_1=0 \tag{60}$$

$$[M^1_{22}]_2\,[\ddot{\Delta}^1_2]+[M^1_{21}]_2\,[\ddot{\Delta}^1_1]+[C^1_{22}]_2\,[\dot{\Delta}^1_2]+C^1_{21}]_2\,[\dot{\Delta}^1_1]+$$
$$+[K^1_{22}]_2\,[\Delta^1_2]+[K^1_{21}]_2\,[\Delta^1_1]+[\Omega^1_2]_2+$$
$$+[M^2_{22}]_2\,[\ddot{\Delta}^2_2]+[M^2_{23}]_2\,[\ddot{\Delta}^2_3]+[C^2_{22}]_2\,[\dot{\Delta}^2_2+[C^2_{23}]_2\,[\dot{\Delta}^2_3]+$$
$$+[K^2_{22}]_2\,[\Delta^2_2]+[K^2_{23}]_2\,[\Delta^2_3]+[\Omega^2_2]=0 \tag{61}$$

$$[M_{22}]_3\,[\ddot{\Delta}^1_2]+[M^1_{21}]_3\,[\ddot{\Delta}^1_1]+[C^1_{22}]_3\,[\dot{\Delta}^1_2]+[C^1_{21}]_3\,[\dot{\Delta}^1_1]+[K^1_{22}]_3\,[\Delta^1_2]+[K^1_{21}]\,[\Delta^1_1]+[\Omega^1_2]_3+$$
$$+[M^2_{22}]_3\,[\ddot{\Delta}^2_2]+[M^2_{23}]_3\,[\ddot{\Delta}^2_3]+[C^2_{22}]_3\,[\dot{\Delta}^2_2]+[C^2_{23}]_3\,[\dot{\Delta}^2_3]+[K^2_{22}]_3\,[\Delta^2_2]+[K^2_{23}]_3\,[\Delta^2_3]+$$
$$+[\Omega^2_2]_3=0. \tag{62}$$

$$[M^2_{22}]\cdot[\ddot{\Delta}^2_2]+[M^2_{23}]_1\,[\ddot{\Delta}^2_3]+[C^2_{22}]_1\,[\dot{\Delta}^2_2]+[C^2_{23}]_1\,[\dot{\Delta}^2_3]+[K^2_{22}]_1\,[\Delta^2_2]+$$
$$+[K^2_{23}]_1\,[\Delta^2_3]=0. \tag{63}$$

În cele patru ecuații diferențiale (60), (61), (62), (63) intervin parametrii V_1, W_1, θ^1_1, V_3, W_3, θ^2_3 precum și V_2, W_2, θ^1_2, θ^2_2.

Considerînd diada ca multipol, parametrii de intrare V_1, W_1 θ^1_1, V_3, W_3, θ^2_3 se consideră cunoscuți și deci sistemul ecuațiilor (60) – (63) cuprinde parametrii necunoscuți de ieșire V_2, W_2, θ^1_2, θ^2_2 fiind deci un sistem de patru ecuații diferențiale cu patru necunoscute.

Coeficienții sistemului obținut depind de poziția diadei în timp. Aceasta arată că s-a obținut un sistem parametric de ecuații diferențiale.

Ecuațiile obținute (60) (61) (62) (63) permit a se scrie cu ușurință sistemul de ecuații diferențiale pentru un mecanism plan cu cuple de rotație.

BIBLIOGRAFIE

1. B. M. Bahgat, K. D. Willmert. Finite Element Vibrational Analsis of Planar Mechanisms. Mechanism and Machine Theory, 1976, Vol. 11, pp. 47—71.
2. Gh. Buzdugan, L. Fetcu, M. Rades. Vibrațiile sistemelor mecanice. Editura Academiei R.S.R. 1975, București.
3. N. Pandrea, M. Munteanu. Curs de vibrații cu aplicații în construcția de mașini, vol. 1, 2. Institutul Politehnic București, 1979.
4. Chr. Pelecudi. Precizia mecanismelor. Editura Academiei R.S.R. București, 1975.
5. J. Thomas, B.A.H. Abbas. Dynamic stability of Timoshenko Beams by Finite Element Method. Journal of Engineering for Industry, TRANS. ASME, series B, vol. 80, Nr. 4, 1976.

KINETOELASTODYNAMIC ANALYSIS OF THE 3R DYAD USING A FINITE ELEMENT METHOD

ABSTRACT

Paper deals with the vibrations of the 3R-dyad seen as a kinetoelastodynamic multipole, using a finite element method.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) **Fascicola 1 — 1981**

ON OPTIMUM PERIODIC MOTIONS OF SHOCK-VIBRATING SYSTEMS WITH ONE DEGREE OF FREEDOM

DE

GH. SILAŞ, A. HEGEDÜS

The present paper refers to optimum periodic motions of the shock-vibrating mechanism with one degree of freedom presented in Fig. 1.

The quantity which is optimized is in general the impact velocity, respectively the impuls transmitted to the limiter by the striking mass. The optimization problem may be formulated by two ways : 1) If it is known the exciling force, how must be choosen the parameters of the system as the impact velocity to be maximum ? 2) Being given the system, how must be the time history of the force in order to obtain an optimum motion ?

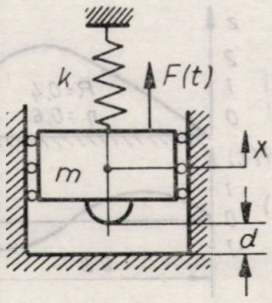


Fig. 1.

The motion with a maximum impact velocity, achieved by the harmonical excitation have been studied in the paper [1], without analysing their conditions both of existence and of stability. The optimum exciting force is determined in the paper [2] without studying the optimum motions stability. The authors of the present paper have determined both the existence and stability conditions of optimum periodic motions in the paper [3].

It was considered that the exciting force $F(t)$ is periodical and it was written in the form

$$F(t)=F_0 \cdot f(t), \tag{1}$$

where F_0 is the maximum value of $F(t)$ and $f(t)$ is a dimensionless periodic function, having the period T so that

$$|f(t)| \leqslant 1. \tag{2}$$

The differential equation of motion of shocking mass between two consecutive impacts may be written in the following form

$$z''+\eta^2 z=\eta^2 f(\tau), \tag{3}$$

where

$$\tau=\omega t, \quad \omega=\frac{2\pi}{T}, \quad z=\frac{m\omega_n^2}{F_0}x, \quad \omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \eta=\frac{\omega_n}{\omega}. \tag{4}$$

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁR 1848

It was shown that in the case of harmonic excitation, the impact velocity is maximum, if the impacts are produced in the moments in which the exciting force is vanished. The existence conditions of these optimum motions are verified only if $\eta<1$, the respective motions being stable. It was also shown that the motions having the period equal to that of the exciting force ($n=1$), are the most efficient among the possible optimum motions having the perioad nT. The conditions that such motions appear ist hat the clearance $\delta=\frac{m\omega_n^2}{F_0}\cdot d$ should have the value

$$\delta_{op}=\frac{1+R}{1-R}\cdot\frac{\eta}{1\cdot\eta^2}\cdot\operatorname{cotg}\pi\eta. \tag{5}$$

The corresponding maximum impact velocity has the value

$$u_{i\,max}=\frac{1}{1-R}\cdot\frac{2\eta^2}{1-\eta^2}\cdot \tag{6}$$

The diagram of optimum motion for $R=0{,}4$ and $\eta=0{,}6$ is represented in Fig. 2.

The optimum excitation is constantly on intervals. For $\eta<1$, its time dependence is indicated in Fig. 3. The impact must occur in this case also in the

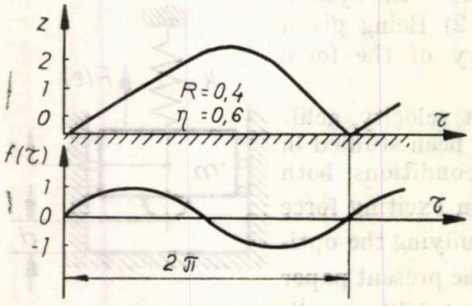


Fig. 2.

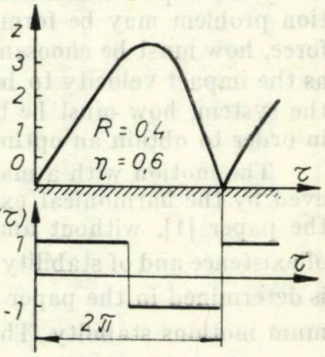


Fig 3.

moments in which the sign of exciting force changes. This happers if the clearance δ has the same the well determined value which depends of R and η:

$$\delta_{op}=\frac{1+R}{1-R}\cdot\operatorname{tg}\frac{\eta\pi}{2}\cdot\operatorname{ctg}\eta\pi. \tag{7}$$

The corresponding impact velocity is

$$u_{i\,max}=\frac{2\eta}{1-R}\cdot\operatorname{tg}\frac{\eta\pi}{2}\cdot \tag{8}$$

The existence conditions of optimum periodical motions are satisfied, but these motions become unstable if $\eta<\frac{2}{\pi}\operatorname{arctg}\sqrt{\frac{1+R}{3-R}}$ [3]. Fig. 3 represents the diagram of optimum periodic motions for $R=0{,}4$ and $\eta=0{,}6$.

If the value of δ differes from that „optimum" given by (7), the optimum excitation (Fig. 3) may produce non-optimum periodic motions. These motions have been studied in the paper [4]. A comparative study of periodic motions

properties achieved both by the harmonic and „optimum" excitation was done in the paper [5].

The optimization problem is taken again in the paper [6] in which the optimization criterion is the minimum condition for the time between two consecutive impacts. This problem is solved by Pontriagin's maximum principle. In this case it corresponds an optimum motions to any clearance, one of these motions being that determined in the papers [2] and [3]. Some consideration in connection with optimum periodic motions in the case of non-linear characteristics of the system are done in the paper [7], in which it is shown that from all optimum periodic motions having the period nT the most efficient ones are those for $n=1$.

By the adopted in the paper [3], the authors of the present paper have studied the optimum periodic motions of the system from Fig. 1 for the case in which the period of exciting force coincides with the period of natural impactless vibration of the system ($\eta=1$). In this case the differential equation of motion (3) becomes

$$z''+z=f(\tau). \tag{9}$$

Let τ_i be the dimensionless moment of „i" order impact and $-u_i$ ($u_i>0$) the dimensionless velocity before this impact. So, the initial conditions of the motion between these succesive impacts are

$$\tau=\tau_i, \quad z=\delta, \quad z'=Ru_i. \tag{10}$$

The law of motion, solution of differential equation (9), considering the initial conditions (10) is

$$z=\delta\cos(\tau-\tau_i)+Ru_i\sin(\tau-\tau_i)+\int_{\tau_i}^{\tau} f(\theta)\sin(\tau-\theta)\,d\theta \tag{11}$$

and the velocity

$$z'=-\delta\sin(\tau-\tau_i)+Ru_i\cos(\tau-\tau_i)+\int_{\tau_i}^{\tau} f(\theta)\cos(\tau-\theta)\,d\theta. \tag{12}$$

As the motions be periodic of dimensionless period 2π, we must have

$$\tau=\tau_{i+1}=\tau_i+2\pi, \quad z=\delta, \quad u=u_{i+1}=u_i \tag{13}$$

Substituting these conditions in the equations (11) and (12), a system of two equations having the unknowns τ_i and u_i is obtained :

$$\int_{\tau_i}^{\tau_i+2\pi} f(\tau)\sin(\tau_i-\tau)\,d\tau=0, \quad u_i=-\frac{1}{1+R}\int_{\tau_i}^{\tau_i+2\pi} f(\tau)\cos(\tau_i-\tau)\,d\tau. \tag{14}$$

The moments τ_i of periodic impacts may be determined by equation (14_1) and from equation (14_2) it results the impact velocity u_i in dependence of τ_i. It is found that none of these unknowns depends on δ.

The characteristic equation is obtained from the study of periodic motions stability [10]

$$(\beta+R)^2=0. \tag{15}$$

It has a double root $\beta=-R$. Such for the real case $R<1$, the periodic motions, for which are verified the existence conditions are stable independently of the form of the function $f(\tau)$.

From equations (14), for the case of harmonic excitation, the results from the paper [9] can be found again : The periodic impacts are produced in the mo-

ments when the exciting force becomes minimum (Fig. 4), the velocity u_i having the value $u_i = \frac{\pi}{1+R}$. The law of motion (11) in this case becomes

$$z = -\delta \sin \tau + Ru_i \cos \tau - \frac{1}{2}(\tau - \tau_i) \cos \tau. \tag{16}$$

It is necessary for the existence of periodic motions that in the time interval $(\tau_i,\ \tau_i+2\pi)$ do not appear additional impacts, namely it is necessary that in this interval $z>\delta$. This means that the minimum of the function z in the time interval $(\tau_i,\ \tau_i+2\pi)$ to be greater or equal to δ. In the limit case we have

$$z(\tau^*)=\delta,\quad z'(\tau^*)=0,\quad z''(\tau^*)>0,\quad \tau^* \in (\tau_i,\quad \tau_i+2\pi). \tag{17}$$

Denoting with $\gamma=\tau^*-\tau_i$ and taking into account the law of motion, it is obtained :

$$\delta = -\cos^2\frac{\gamma}{2},\qquad \sin\gamma = \gamma - \frac{2\pi R}{1+R}. \tag{18}$$

The two equations determine the limiting value of δ in dependence of R, over which appear additionaly impacts to limiter (Fig. 5). The periodic motions exist only for the values of δ, situated under the curve from the Fig. 5.

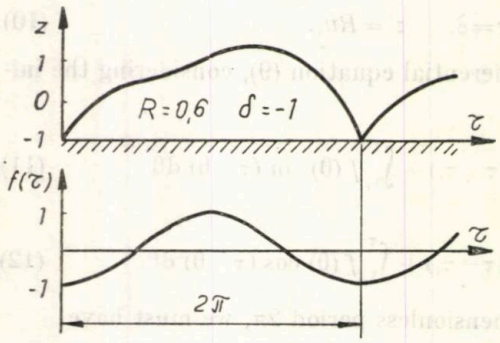


Fig. 4.

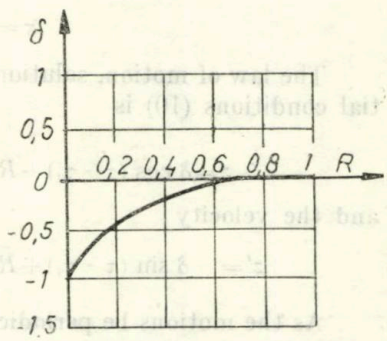


Fig. 5.

Taking the condition that the impact velocity to represent an extreme value namely the acceleration in the impact moment to be vanished, it results that it must be $\delta=-1$. The Fig. 4 represents the diagram of motion for $\delta=-1$ and $R=0{,}6$.

For determining the force of optimum excitation, it starts from the expression (14_2) of the velocity u_i. The function $f(\tau)$, which satisfies the condition (2) and for which the integral from this expression becomes maximum is

$$f(\tau) = -\operatorname{sing}[\cos(\tau_i - \tau)]. \tag{19}$$

In the interval $(\tau_i, \tau_i+2\pi)$ the equation $\cos(\tau_i-\tau)=0$ has two roots $\tau_i+\frac{\pi}{2}$ and $\tau_i+\frac{3\pi}{2}$ and thus the optimum exciting force is that from the Fig. 6. The Fig. 6 represents also the diagram of the motion produced by the optimum excitation for $\delta=-1$ and $R=0{,}6$. It is noticed that the optimum excitation force has the same variation as in the case $\eta<1$ (Fig. 3) but the moments of impact are changed. In the case of optimum excitation (Fig. 6) the value $u_i = \frac{4}{1+R}$

for the impact velocity is obtained by formula (14_2). The ratio between this velocity and that corresponding to the harmonical excitation is greater than 1. It is $\frac{4}{\pi} = 1{,}273$.

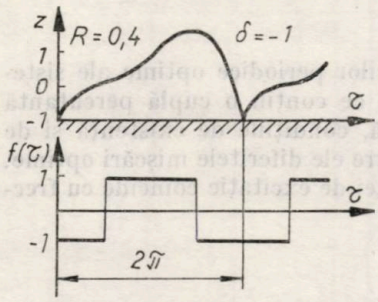


Fig. 6.

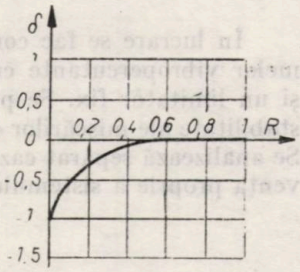


Fig. 7.

The law of optimum motion may be given on intervals. On the base of conditions (17) the limit values of clearance can be obtained

$$\delta = -\left(\frac{1-R}{1+R}\right)^2, \tag{20}$$

over which additional impacts appear.

Finally we mention that some of the obtained results have been checked out experimentally.

REFERENCES

[1] Kowalczyk B., Wisniewski Z.: Analiza pracy oraz metoda obliczania podstawowych parametrow wibromolotow. Przeglad Mechaniczky — Zeszyt 1/1965

[2] Izravloyich M. Ia.: Optimalyni zakon periodicheskovo dvijenya odnomassovoi vibroudarni sistemi. Mashinovedeniie, No. 1, 1969

[3] Silaş Gh., Hegedüs A.: Contribuţii privind studiul mişcărilor periodice optime ale sistemelor vibropercutante cu un grad de libertate. Bul. şt. şi tehn. al I.P. Timişoara. Seria Mat. — Fiz. — Mec. teoretică şi aplicată. Tom 16(30), fasc. 1, 1971

[4] Hegedüs A., Peterka F.: Motion of elastically mounted mass impacting on a fined stop under rectangular excitation. Acta Tehnica CSAV, No. 6, 1973

[5] Peterka F., Hegedüs A.: Comparison of the Properties of Motion of a vibrating Hammer under Rectangular and Harmonic Excitation (in Russian), Czchoslovak Academy of Sciens, Institut of Thermomecanics. Proceedings of the VIIIth Conference Dynamics of Machines. Praha-Liblice. September, 1973

[6] Lavendel E.E., Vida Ia.A.: Zadacha ob optimalinom bistrodeistvi odnomasovogo vibromolota. Voprosi dinamiki i procinosti vip. 26, Riga, „Zinatne", 1973

[7] Zevin A.A.: Optimalnoi rejim v vibroudarnih sistemah s odnoi stepeni svobodi, Izv. A.H.SSSR, Mehanika tviordovo tela, No. 2, 1976

[8] Alimov O.D., Manjosov V.K., Sevscenko B.A.: Sintez kulacikovih udarnih mehanizmov s optimalinimi parametrami. X Konferencja Dynamiki Maszyn. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1976

[9] Silaş Gh., Hegedüs A.: Studiul mişcărilor periodice ale unui mecanism vibropercutant cu un grad de libertate, Bul. şt. şi tehnic al I.P. Timişoara, Tom 11(25), fasc. 2, 1966

[10] Silaş Gh., Hegedüs A., Toader M.: Asupra unor mişcări vibropercutante optime. Bul. şt. şi tehnic al I.P. Timişoara, Seria Matematică—Fizică—Mecanică Tom 18(32), fasc. 1/1973

CONSIDERAŢII ASUPRA MIŞCĂRILOR PERIODICE OPTIME ALE SISTEMELOR VIBROPERCUTANTE CU UN GRAD DE LIBERTATE

REZUMAT

În lucrare se fac consideraţii asupra mişcărilor periodice optime ale sistemelor vibropercutante cu un grad de libertate, ce conţin o cuplă percutantă şi un limitator fix. Se prezintă excitaţia optimă, condiţiile de existenţă şi de stabilitate ale mişcărilor optime şi se compară între ele diferitele mişcări optime. Se analizează separat cazul în care frecvenţa forţei de excitaţie coincide cu frecvenţa proprie a sistemului.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

THE DETERMINATION OF THE VIBRATION LEVELS IN THE BEARINGS OF AN AGGREGATE FROM A HYDROELECTRIC POWER-STATION

DE

GH. SILAŞ, L. BRÎNDEU, C. NICOLESCU, T. CIOARĂ

1. The Purpose of the Measurement

The safety in working of an aggregate is conditioned by the existence of minimum vibration levels on its entire structure. This is the reason for which the periodic check of these levels is strictly necessary.

For determining the vibration levels there are a lot of experimental methods both for checking the behaviour of an aggregate from the vibrations point of view and for estimating the possibilities of increasing the loading of an aggregate [1]–[3].

The present investigations tried to emphasize the time history of the vibration levels at the aggregates, the variation of vibration levels depending on the loading of the turbine and the reciprocal influence of the aggregates of the hydroelectric power-station.

2. Presentation of the Experimental Methods

The experimental tests have been done in two ways. The instantaneous amplitudes were measured by methods recommended by standards. The used chain of measurement is presented in fig. 1 and it has the following elements : the piezoelectric accelerometer 1, the preamplifier with included integration networks 2, the amplifier 3, the magnetic recorder 4, the band-pass filter 5 and the recorder 6.

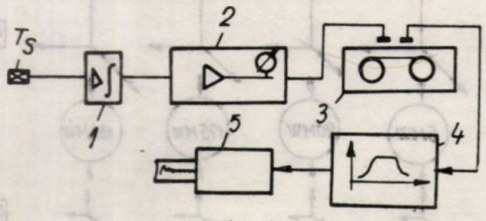


Fig. 1.

In order to see the influence of different factors on the vibration levels the signal of displacement was passed through three filter bands thus being emphasized the vibrations due to periodical excitation with the rotation period of the shaft of the turbine, to periodical excitation with the rotation period equal to rotation period of the turbine divided to the number of the rotor blades and to the excitation due to some other complex hydraulic phenomena.

Since the vibration levels does not keep constantly in time, having a random characteristic of narrow band it was recommmended the use of another method of statistical analysis based on the power spectral density.

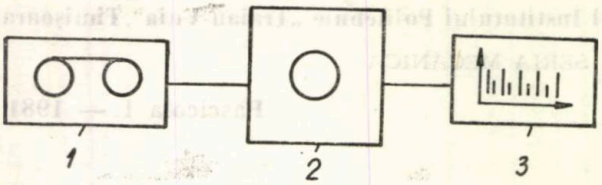


Fig. 2.

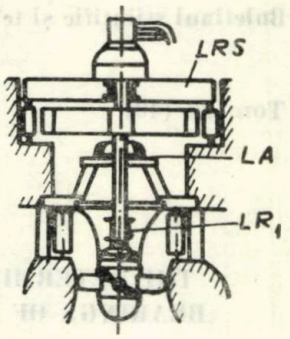


Fig. 3.

The spectral analysis of the vibrations facilitates the detection of possible defects or makes evident the development of wear.

The vibration signal from the transducer is analyzed by means of the Fourier analysis. The obtained spectrum for an aggregate contains the fundamental frequency that corresponds to the rotation speed of the turbine and discreet lines corresponding to the rotation frequencies and the spectral lines due to the hydraulic phenomena.

The used chain of measurement has : the magnetic recorder 1, the narow-band-analyser 2, the recorder in coordinates 3.

3. Experimental Tests

The measurements were done periodically for three years on six aggregates with Kaplan turbines in order to determine the possibilities of loading the groups, every year being done eight stages.

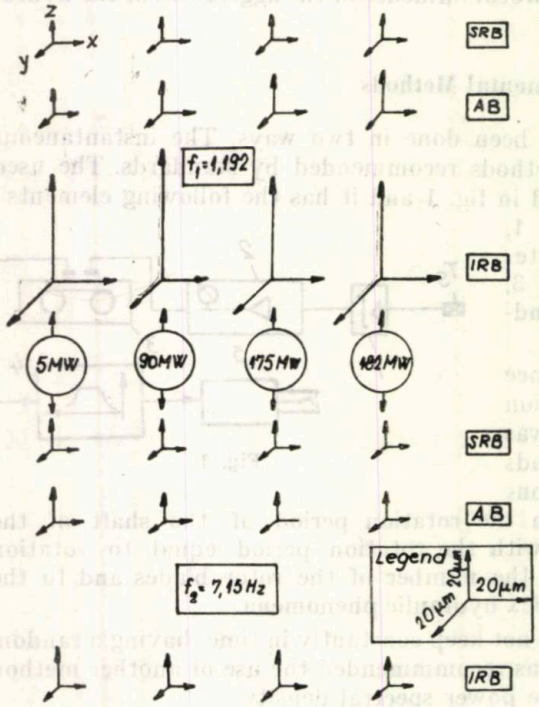


Fig. 4. The distribution of average amplitudes an the bearings of an aggregate for both frequencies $f_1 = \frac{n}{60} = 1{,}192$ Hz and $f_2 = \frac{2n}{60} = 7{,}15$ Hz and for 4 states of loading.

The aggregate has two radial bearings, a superior SRB and an inferior IRB as well as an axial one AB (fig. 3.).

The tests have tried to determine the vibration levels at those three bearings upon three directions (X, T, Z), thus being obtained the results presented in the diagrams that for a certain state is shown in fig. 4.

Taking into account the random process that characterizes the vibrations it was also done a statistical study of the result obtained by measurements, using for this reason the narrow band spectral analysis. By the lack of a real time analyser for obtaining directly the spectral density it was necessary to appeal to a lot of additional operations to permit working of recordings by chain from fig. 2.

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Silaş, L. Brîndeu, I. Groşanu, T. Cioară, V. Bacria, St. Dedu: Cercetări privind comportarea dinamică a unui hidroagregat în regim de sarcini variabile. Conferința „Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 1975
2. L. Brîndeu, T. Cioară, Gh. Silaș, V. Bacria, N. Bleier, D. Becherescu, C. Nicolescu: Studiul spectrului de vibrații la un hidroagregat în funcție de regimurile de încărcare. Lucrări Tehnico-Științifice. Vibrații mecanice. Ses. de com. șt. în cadrul fest. „Cîntarea României", Timișoara, 13—15 mai 1977
3. L. A. Vladislavlev: Vibrația hidroagregatov ghidroelektriceskih stanții „Energhia" Moskva, 1972

STUDIUL VIBRAȚIILOR UNUI AGREGAT DE TURBINĂ

(REZUMAT)

Pentru studiul vibrațiilor la un agregat de turbină se prezintă o metodă de evidențiere a nivelelor de vibrații.

De asemenea se prezintă unele rezultate obținute privind corelarea nivelelor de vibrații cu încărcarea agregatului în vederea stabilirii regimurilor optime din punct de vedere al siguranței în funcționare.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

METODA PENTRU CALCULUL FORŢELOR (MOMENTELOR) MOTOARE NECESARE PENTRU ACŢIONAREA MECANISMELOR GENERATOARE DE TRAIECTORII ALE ROBOŢILOR INDUSTRIALI

DE

FR. KOVACS, L. MĂDĂRAS, G. SAVII

1. Introducere

Manipulatoarele (Ma) şi roboţii industriali (Ri) au ca misiune de a deplasa obiectul manipulat în poziţii necesare, impuse de programul de realizat. În vederea acestui deziderat, obiectul manipulat se solidarizează cu unul din elementele Ma sau Ri, prin intermediul dispozitivului de prehensiune, mecanismul generator de traiectorie deplasează un punct din obiect (punctul caracteristic) pe o traiectorie impusă, iar mecanismul de orientare impune ocuparea de către o dreaptă din obiect, care trece prin punctul caracteristic a unor poziţii succesive.

Prezenta lucrare se ocupă de unele probleme de acţionare a mecanismelor generatoare de traiectorie din componenţa Ma şi Ri.

Mecanismele generatoare de traiectorie au la bază lanţuri cinematice deschise cu 3 elemente mobile şi 3 cuple cinematice inferioare. Gradul de mobilitate al unor lanţuri cinematice de această structură este

$$M=6\,(n-1)-5c_5=6\cdot 3-5\cdot 3=3 \qquad (1)$$

ceea ce corespunde posibilităţii de a deplasa punctul caracteristic în orice poziţie, în interiorul volumului de lucru.

Mecanismul este desmodrom dacă fiecare dintre cele 3 cuple cinematice de clasa V-a este cuplă conducătoare.

Se utilizează 3 variante de combinaţii de cuple cinematice (Fig. 1)

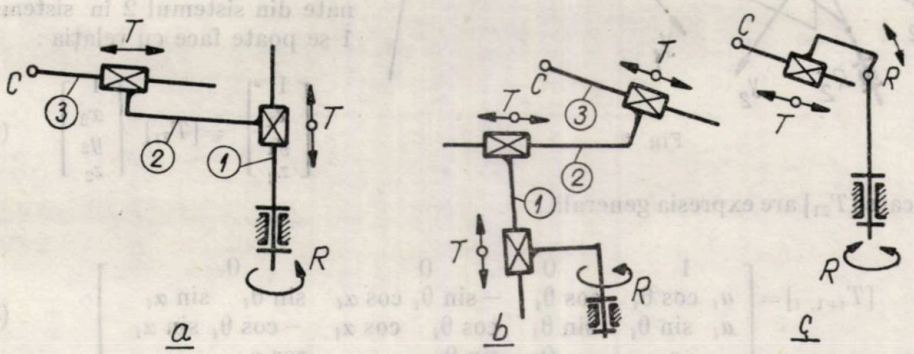


Fig. 1.

– numai de rotație $R-R-R$;

– numai de translație $T-T-T$;

– combinat, de rotație și translație $R-T-R$; $R-R-T$; $R-T-R$; $T-R-R$; $T-T-R$; $R-T-T$.

Cuplele cinematice R sau T sînt acționate prin motoare individuale independente sau sincronizate.

2. Analiza geometrică și cinematică a mecanismului generator de traiectorie

Se consideră mecanismul generator de traiectorie din Fig. 3. Anulînd acționarea cuplelor cinematice conducătoare ale mecanismului și deplasînd punctul C pe traiectoria (c) impusă cu legea de mișcare dorită, s-a obținut un alt mecanism desmodrom, în care mișcările relative ale elementelor care constituie cuplele cinematice sînt determinate, exprimabile prin funcția de timp a cîte unui parametru cinematic. Imprimîndu-se de către sursele de energie mecanică exterioare, mișcări relative ale elementelor cuplelor cinematice conducătoare în conformitate cu funcțiile de timp susamintite, punctul C se va mișca cu legea prescrisă în lungul traiectoriei (c).

Determinarea corelației dintre mișcarea punctului C și variația în timp a parametrilor cinematici ai cuplelor conducătoare se face prin analiza geometrică și cinematică.

Analiza geometrică și cinematică prin metoda matriceală utilizează cîte un sistem de axe de coordonate legat de fiecare element, iar pozițiile relative ale elementelor succesive se exprimă funcție de patru parametrii, a, α, θ și s [1], ce se definesc utilizînd perpendiculara comună a axelor celor două cuple succesive. Axele Oz se aleg coincidente cu axele cuplelor, axele Ox se aleg coincidente cu perpendicularele comune, iar axele Oy se aleg astfel încît să rezulte un sistem rectangular orientat direct, conform Fig. 2.

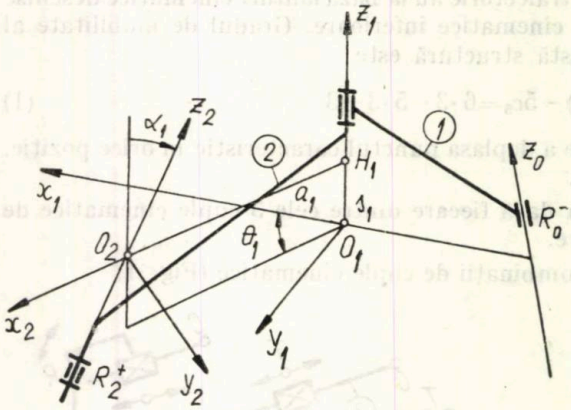


Fig. 2.

Se vor defini

$$\theta_1 = \sphericalangle (O_1x_1,\ H_1x_2)$$

$$\alpha_1 = \sphericalangle (O_1z_1,\ O_2z_2)$$

$$s_1 = \overline{O_1H_1}$$

$$a_1 = \overline{H_1O_2}$$

Transformarea de coordonate din sistemul 2 în sistemul 1 se poate face cu relația :

$$\begin{bmatrix} 1 \\ x_1 \\ y_1 \\ z_1 \end{bmatrix} = [T_{21}] \begin{bmatrix} 1 \\ x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{bmatrix} \qquad (2)$$

în care $[T_{21}]$ are expresia generală :

$$[T_{i+1,\,i}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_i \cos\theta_i & \cos\theta_i & -\sin\theta_i \cos\alpha_i & \sin\theta_i \sin\alpha_i \\ a_i \sin\theta_i & \sin\theta_i & \cos\theta_i \cos\alpha_i & -\cos\theta_i \sin\alpha_i \\ s_i & 0 & \sin\theta_i & \cos\alpha_i \end{bmatrix} \qquad (3)$$

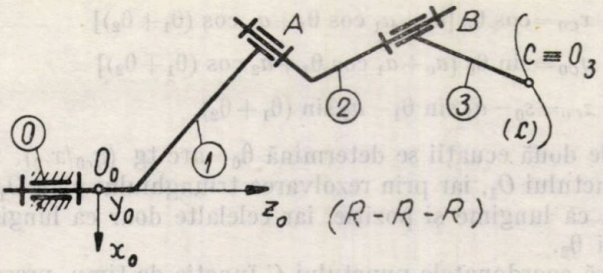


Fig. 3.

În cazul cuplelor de rotație, unghiul θ este variabil, respectiv segmentul s în cazul cuplelor de translație.

Pentru lanțul cinematic spațial din Fig. 3, care trebuie să permită poziționarea punctului C în orice poziție (în volumul de lucru) coordonatele x_{C0}, y_{C0}, z_{C0} ale punctului C în sistemul de axe $O_0x_0y_0z_0$ legat de elementul fix se pot determina cu relația :

$$\begin{bmatrix} 1 \\ x_{C0} \\ y_{C0} \\ z_{C0} \end{bmatrix} = [T_{10}]\,[T_{21}]\,[T_{32}] \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4}$$

în care matricele $[T_{i+1,\,i}]$ se claculează din (3) cu sistemul de axe $O_3x_3y_3z_3$ ales astfel încît punctul O_3 să coincidă cu punctul C, axa O_3x_3 să fie perpendiculară pe O_2z_2, iar axa O_3y_3 să formeze cu O_2x_2 și O_3z_3 un sistem rectangular orientat direct.

Dacă se cunosc coordonatele punctului C în sistemul $O_0x_0y_0z_0$ din relația (4) se pot determina pozițiile corespunzătoare ale elementelor 1, 2 și 3. În relația (4) fiecare matrice $[T_{i+1,\,i}]$ va avea o singură necunoscută ; θ_i pentru cuplă de rotație sau s_i pentru cuplă de translație, obținîndu-se astfel un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute.

Se exemplifică metodica asupra lanțului cinematic spațial de tipul $R-R-R$ conform Fig. 4 caracterizat prin $\alpha_0=-\pi/2$, $\alpha_1=\alpha_2=0$, $s_1=s_2=0$ și cele trei unghiuri θ_i ($i=0,\ 1,\ 2$) variabile. Ecuația (4) se va transforma în :

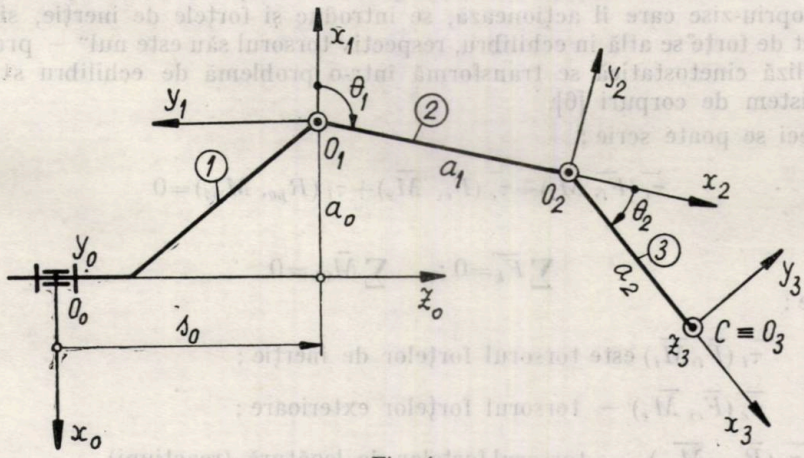


Fig. 4.

$$x_{C0}=\cos\theta_0\,[a_0+a_1\cos\theta_1+a_2\cos(\theta_1+\theta_2)]$$
$$y_{C0}=\sin\theta_0\,[a_0+a_1\cos\theta_1+a_2\cos(\theta_1+\theta_2)] \quad (5)$$
$$z_{C0}=s_0-a_1\sin\theta_1-a_2\sin(\theta_1+\theta_2)$$

Din primele două ecuații se determină $\theta_0=\text{arc tg}\,(y_{c0}/x_{c0})$. Se poate astfel găsi poziția punctului O_1, iar prin rezolvarea triunghiului plan $O_1O_1O_3$ cu latura O_1O_3 cunoscută ca lungime și poziție, iar celelalte doar ca lungime se pot afla unghiurile θ_1 și θ_2.

Se consideră coordonatele punctului C funcție de timp, prescrise de natura mișcării cerute

$$x_c=x_c(t)\;;\; y_c=y_c(t)\;;\; z_c=z_c(t) \quad (6)$$

Aplicînd metoda descrisă mai sus, se pot determina funcțiile parametrilor cinematici ai cuplelor conducătoare

$$\theta_0=\theta_0(t)\;;\quad \theta_1=\theta_1(t)\;;\quad \theta_2=\theta_2(t) \quad (7)$$

3. **Stabilirea forțelor (momentelor) motoare**

Mișcarea relativă a elementelor cuplelor cinematice conducătoare cu legi de mișcare determinate de cerințele deplasării punctului C pe traiectoria (c) cu o lege de mișcare precisă necesită acționarea cuplelor cinematice conducătoare cu forțe (momente) motoare prescrise. Pentru calculul acestora, se poate aplica metoda generală de rezolvare a unei probleme de echilibru al sistemelor de corpuri cunoscută din mecanică. Scrierea ecuațiilor de echilibru (ecuații de proiecțiii și momente) pentru forțele ce acționează asupra fiecărui element se face după izolarea acestuia din mecanism.

Metoda de echilibru cinematic pentru determinarea forțelor necunoscute (reacțiuni, forțe de echilibrare și forțe de frecare) impune condițiile ca mecanismul analizat să fie static determinat și în orice moment, starea de mișcare (poziții, viteze și accelerații) să fie cunoscută.

Pentru analiza cinetostatică se poate aplica principiul lui d'Alembert, introducîndu-se în centrele de greutate ale elementelor torsorul forțelor de inerție. Odată introdus, torsorul forțelor de inerție în baza principiului lui d'Alembert – care menționează că : „dacă asupra unui corp în mișcare, pe lîngă forțele propriu-zise care îl acționează, se introduc și forțele de inerție, sistemul complet de forțe se află în echilibru, respectiv torsorul său este nul" – problema de analiză cinetostatică se transformă într-o problemă de echilibru static al unui sistem de corpuri [6].

Deci se poate scrie :

$$\overline{\tau}_i(\overline{F}_i,\overline{M}_i)+\overline{\tau}_e(\overline{F}_e,\overline{M}_e)+\tau_l(R_{pq},M_{pq})=0 \quad (8)$$

sau

$$\sum\overline{F}_k=0\;;\qquad \sum\overline{M}_{0k}=0 \quad (9)$$

în care :

$\overline{\tau}_i(\overline{F}_i,\overline{M}_i)$ este torsorul forțelor de inerție ;

$\overline{\tau}_e(\overline{F}_e,\overline{M}_e)$ – torsorul forțelor exterioare ;

$\overline{\tau}_l(\overline{R}_{pq},\overline{M}_{pq})$ – torsorul forțelor de legătură (reacțiuni).

Proiecţiile ecuaţiilor (9) pe axele unui sistem cartezian sînt :

$$\sum X_K=0 \quad \sum Y_K=0 \quad \sum Z_K=0$$
$$M_{OKx}=0 \quad M_{OKy}=0 \quad M_{OKz}=0 \tag{10}$$

Pentru cuplele cinematice R şi T din lanţurile cinematice spaţiale menţionate prin $\overline{\overline{R}}_{pq}$ se va înţelege vectorul reacţiunii generalizate care va avea trei componente forţe propriu-zise şi trei componente momente.

Numărul componentelor scalare ale vectorului reacţiunii generalizate din cupla de clasa k este egal cu $(k-\varphi)$, în care φ este familia mecanismului, conform Fig. 5.

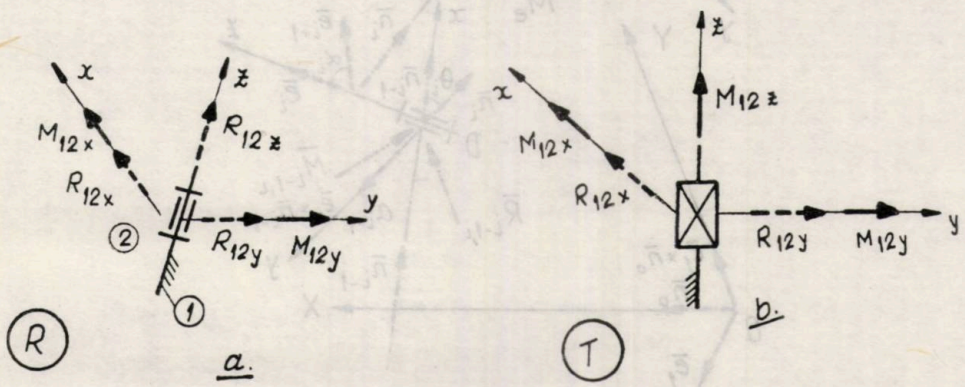


Fig. 5.

Pentru a stabili numărul de necunoscute exterioare ale lanţurilor cinematice spaţiale care este egal cu valoarea gradului de mobilitate se aplică relaţia (3.3) din [3, 4] adică :

$$Ne=(6-\varphi)m-\sum_{k=\varphi+1}^{5}(k-\varphi)\,c_k \tag{11}$$

în care :

Ne este numărul total de necunoscute exterioare (motoare de acţionare)

$(6-\varphi)\,m$ – numărul total al ecuaţiilor de echilibru (cinetostatic)

$\sum_{k=\varphi+1}^{5}(k-\varphi)\,c_k$ – numărul total de necunoscute scalare.

Aplicată relaţia (11) la lanţul cinematic din Fig. 4, rezultă :

$$Ne=3\cdot 6-5\cdot 3=3 \text{ (motoare de acţionare)}$$

În vederea stabilirii forţelor motoare (forţe pentru cupla de translaţie şi moment pentru cupla de rotaţie sau forţă şi moment pentru cuplele cilindrice) sistemelor de axe din cuplele cinematice li se ataşează versorii $\overline{n_i}$ axei x ; $\overline{e_{i+1}}\times\overline{n_i}$ axei y şi $\overline{e_{i+1}}$ axei z pentru care se cunosc relaţiile de recurentă de forma :

$$\begin{aligned}\overline{e_i}&=A_i\overline{n_0}+B_i\overline{e_1}\times\overline{n_0}+\mathcal{C}_i\,\overline{e_1}\\ \overline{n_1}&=D_i\overline{n_0}+E_i\overline{e_1}\times\overline{n_0}+\mathcal{F}_i\,\overline{e_1}\end{aligned} \tag{12}$$

şi componentele funcţiilor de rotaţii [5].

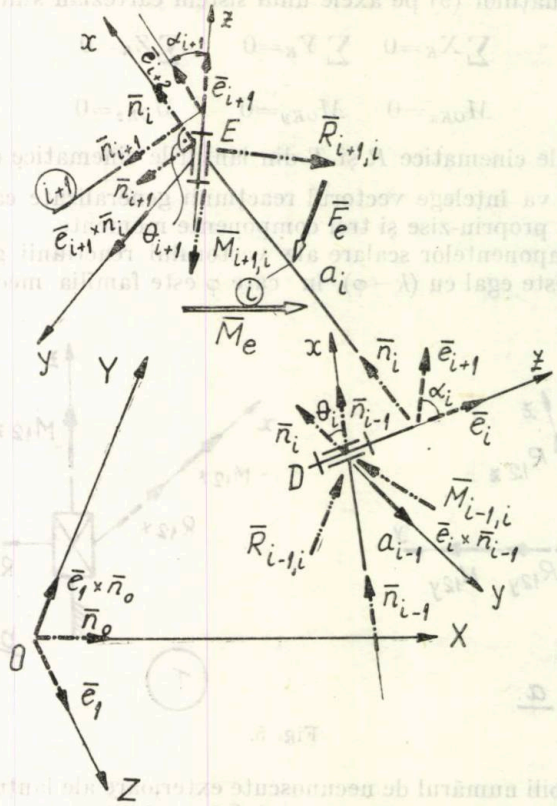


Fig. 6.

Metodica de calcul este următoarea :

– Se izolează elementul i cu precizarea tuturor forţelor şi momentelor ce îl acţionează (v. Fig. 6).

– Se exprimă reacţiunea generalizată $(\overline{R}_{i+1,\,i}\ \overline{M}_{i+1,\,i})$ faţă de triedrul propriu (xyz) şi triedrul bazei fixe (XYZ) astfel :

$$\bar{R}_{i+1,\,i}=R_{i+1,\,ix}\,(D_i\bar{n}_0+E_i\bar{e}_1\times\bar{o}_0+\mathcal{F}_i\bar{c}_1)+R_{i+1,\,iy}\,[(A_{i+1}\,\bar{n}_0+$$
$$+B_{i+1}\bar{e}_1\times\bar{n}_0+\mathcal{C}_{i+1}\,\bar{e}_1)\times(D_i\,\bar{n}_0+E_i\bar{e}_1\times\bar{n}_0)+\mathcal{F}_i\bar{e}_1)]+$$
$$+R_{i+1,\,sz}\,(A_{i+1}\bar{n}_0+B_{i+1}\,\bar{e}_1\times\bar{n}_0+\mathcal{F}_i\bar{e}_1) \tag{13}$$

şi

$$\bar{M}_{i+1,\,i}=M_{i+1,\,ix}\,(D_i\,\bar{n}_0+E_i\,\dot{e}_1\times\bar{n}_0+\mathcal{F}_i\,e_1)+M_{i+1,\,iy}\,(A_{i+1}\,\bar{n}_0+B_{i+1}\,\bar{e}_1\times$$
$$\times\bar{n}_0+\mathcal{C}_{i+1}\,\bar{e}_i)\times D_i\,\bar{n}_0+E_i\,\bar{e}_1\times\bar{n}_0+\mathcal{F}_i\,e_1) \tag{14}$$

respectiv

$$\bar{R}_{i+1,\,i}=R_{i+1,\,ix}\,\bar{n}_0+R_{i+1,\,iy}\,\bar{e}_i\times\bar{n}_0=R_{i+1,\,iz}\,\bar{e}_1 \tag{15}$$

şi

$$\bar{M}_{i+1,\,i}=M_{i+1,\,ix}\,\bar{n}_0+M_{i+1,\,iy}\,\bar{e}_1\times\bar{n}_0+M_{i+1,\,iz}\,\bar{e}_1 \tag{16}$$

Egalîndu-se componentele reacţiunilor generalizate după direcţiile versorilor $\bar{n}_0$, $\bar{e}_1 \times \bar{n}_0$, $\bar{e}_1$ (X, Y, Z) din (13) şi (15), respectiv (14) şi (16) şi corelat cu relaţiile (8) şi (9) se obţine sistemele :

$$\begin{bmatrix} D_{i-1} & B_i \mathcal{F}_{i-1} - \mathcal{C}_i E_{i-1} & A_i \\ E_{i-1} & A_i \mathcal{F}_{i-1} - \mathcal{C}_i D_{i-1} & B_i \\ \mathcal{F}_{i-1} & A_i E_{i-1} - B_i D_{i-1} & \mathcal{C}_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{i-1,\,ix} + F_{ex} + F_{ix} \\ R_{i-1,\,iy} + E_{ey} + F_{iy} \\ R_{i-1,\,iz} + F_{ez} + F_{iz} \end{bmatrix} =$$

$$= - \begin{bmatrix} D_i & B_{i+1} \mathcal{F}_i - \mathcal{C}_{i+1} E_i & A_{i+1} \\ E_i & A_{i+1} \mathcal{F}_i - \mathcal{C}_{i+1} D_i & B_{i+1} \\ \mathcal{F}_i & A_{i+1} E_i - B_{i+1} D_i & \mathcal{C}_{i+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{i+1,\,ix} \\ R_{i+1,\,iy} \\ R_{i+1,\,iz} \end{bmatrix} \tag{17}$$

şi

$$\begin{bmatrix} D_{i-1} & B_i \mathcal{F}_{i-1} - \mathcal{C}_i E_{i-1} & 0 \\ E_{i-1} & A_i \mathcal{F}_{i-1} - \mathcal{C}_i D_i D_{i-1} & 0 \\ \mathcal{F}_{i-1} & A_i E_{i-1} - B_i D_{i-1} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{i-1,\,ix} + M_{ex} + M_{ix} \\ M_{i-1,\,ix} + M_{ex} + M_{ix} \\ M_{i-1,\,iz} + M_{ez} + M_{iz} \end{bmatrix} =$$

$$= - \begin{bmatrix} D_i & B_{i+1} \mathcal{F}_i - \mathcal{C}_{i+1} E_i & 0 \\ E_i & A_{i+1} \mathcal{F}_i - \mathcal{C}_{i+1} D_i & 0 \\ \mathcal{F}_i & A_{i+1} E_i - B_{i+1} D_i & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{i+1,\,ix} \\ M_{i+1,\,iy} \\ M_{i+1,\,iz} \end{bmatrix} \tag{18}$$

Se exemplifică metodica asupra lanţului cinematic spaţial de tipul $R-R-R$, (v. Fig. 7) pentru care sistemul de forţe generalizate (componente de forţe şi momente) este următorul : momentele motoare (M_m) ; torsorul forţelor de inerţie τ_i ($\bar{F}_i$, $\bar{M}_i$) ; reacţiunile generalizate $\bar{R}_{01}$, $\bar{R}_{12}$, $\bar{R}_{23}$) ; torsorul forţelor exterioare τ_e ($\bar{F}_e$, $\bar{M}_e$).

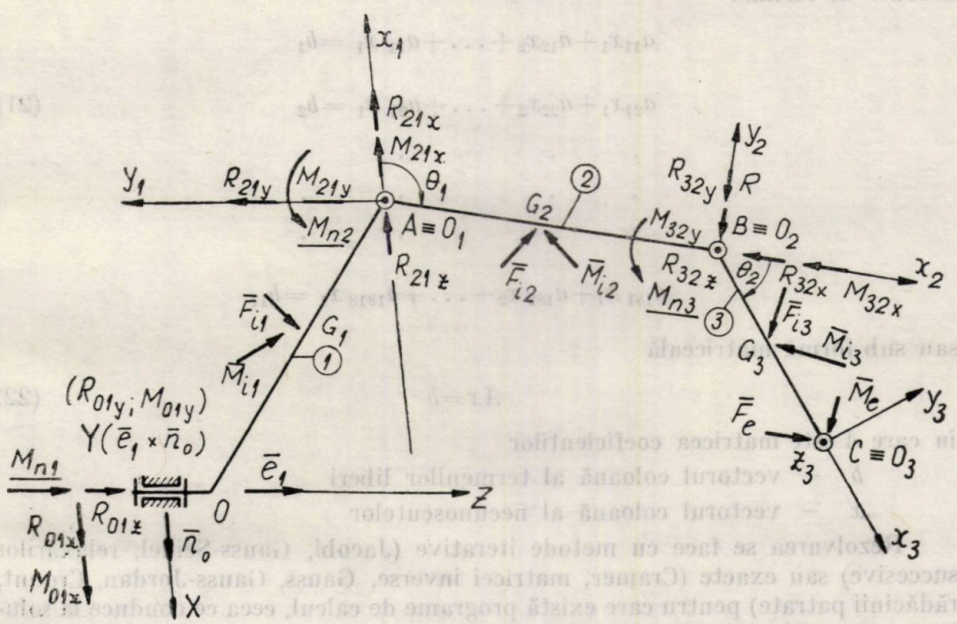


Fig. 7.

În conformitate cu relațiile (16) și (17) condițiile de echilibru a elementului 1 sînt :

$$\begin{bmatrix} D_0 & B_i\mathcal{F}_0-\mathcal{C}_iE_0 & A_i \\ E_0 & A_i\mathcal{F}_0-\mathcal{C}_iD_0 & B_1 \\ \mathcal{F}_0 & A_iE_0-B_iD_0 & \mathcal{C}_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{01x}+F_{e1x}+F_{i1x} \\ R_{01y}+F_{e1y}+F_{i1y} \\ R_{01z}+F_{e1z}+F_{irz} \end{bmatrix} =$$

$$=-\begin{bmatrix} D_i & B_2\mathcal{F}_1-\mathcal{C}_2E_1 & A_2 \\ E_1 & A_2\mathcal{F}_1-\mathcal{C}_2D_1 & B_2 \\ \mathcal{F}_1 & A_2E_1-B_2D_1 & \mathcal{C}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{21x} \\ R_{21y} \\ R_{21z} \end{bmatrix} \tag{19}$$

și

$$\begin{bmatrix} D_0 & B_1\mathcal{F}_0-\mathcal{C}_1E_0 & 0 \\ E_0 & A_1\mathcal{F}_0-\mathcal{C}_1D_0 & 0 \\ \mathcal{F}_0 & A_1E_0-B_1D_0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{01n}+M_{e1x}+M_{i1x} \\ N_{01y}+M_{e1y}+M_{i1y} \\ M_{m1}+M_{e1z}+M_{i1z} \end{bmatrix} =$$

$$=-\begin{bmatrix} D_1 & B_2\mathcal{F}_1-\mathcal{C}_2E_1 & 0 \\ E_1 & A_2\mathcal{F}_1-\mathcal{C}_2D_1 & 0 \\ \mathcal{F}_1 & A_2E_1-B_2D_1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{21x} \\ M_{21y} \\ 0 \end{bmatrix} \tag{20}$$

Sisteme de ecuații de forma (19) și (20) se pot scrie și pentru elementele 2 și 3. În structura celor 18 ecuații ale celor trei elemente intră 15 componente necunoscute reacțiuni (R_{01x}, R_{01y}, R_{01z}, M_{01x}, M_{01y}, R_{21x}, R_{21y}, R_{21z}, M_{21x}, M_{21y}, R_{32x}, R_{32y}, R_{23z}, M_{32x}, M_{32y}) și 3 momente motoare necunoscute (M_{m1}, M_{m2}, M_{m3}).

Problema s-a redus astfel la rezolvarea unui sistem de 18 ecuații cu 18 necunoscute de forma :

$$\begin{aligned} a_{11}x_1+a_{12}x_2+\ldots+a_{11}\,x_1 &= b_1 \\ a_{21}x_1+a_{22}x_2+\ldots+a_{21}\,x_1 &= b_2 \\ \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \\ \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \\ \cdot \quad \cdot \quad \cdot \quad \cdot \\ a_{181}\,x_1+a_{182}\,x_2+\ldots+a_{1818}\,x_1 &= b_{18} \end{aligned} \tag{21}$$

sau sub formă matriceală

$$Ax=b \tag{22}$$

în care A este matricea coeficienților

b — vectorul coloană al termenilor liberi

x — vectorul coloană al necunoscutelor

Rezolvarea se face cu metode iterative (Jacobi, Gauss-Seidel, relaxărilor succesive) sau exacte (Cramer, matricei inverse, Gauss, Gauss-Jordan, Crount, rădăcinii patrate) pentru care există programe de calcul, ceea ce conduce la soluționarea problemei propuse.

Efectuînd calculele de mai sus pentru diferite poziţii ale punctului C, deci pentru diferiţi timpi t, se determină variaţia în timp a momentelor motoare:

$$M_{m1}=M_{m1}(t)\,;\quad M_{m2}=M_{m2}(t)\,;\quad M_{m3}=M_{m3}(t) \tag{23}$$

Pentru a obţine mişcarea dorită a punctului C este necesar ca în cuplele cinematice conducătoare, momentele motoare să aibă variaţia prescrisă de (22).

În cazul în care mecanismul generator de traiectorie are în componenţa sa cuple de translaţie, prin metoda descrisă mai sus se va determina variaţia în timp a forţelor conducătoare din aceste cuple cinematice.

4. Concluzii

Determinarea variaţiei în timp a forţelor (momentelor) motoare din cuplele cinematice în baza principiului propus presupune cunoaşterea parametrilor geometrici şi cinematici ai mecanismului generator de traiectorie.

Calculele menţionate par a fi laborioase, dar oferă o formă de scriere concisă care este uşor programabilă pe calculator.

În cazul cuplelor de translaţie natura relaţiilor se păstrează cu particularităţile aferente acestei cuple (v. Fig. 5 *b*), iar în locul momentelor motoare apar forţe motoare.

Avantajul metodei prezentate constă în caracterul ei general de aplicabilitate al toate variantele structurale ale mecanismelor generatoare de traiectorie, avînd la bază lanţuri cinematice spaţiale cu cuple cinematice de: rotaţie (R), translaţie (T), cilindrice (C), elicoidale (H) etc.

Relaţiile (23) permit calcularea datelor necesare pentru comanda mecanismelor generatoare de traiectorie ale *Ma* şi *Ri* în cazul general al „suprapunerii mişcărilor" cuplelor cinematice conducătoare. Ele pot servi şi la calculul datelor în cazul particular al comenzii secvenţiale, cînd mişcarea punctului C se descompune în trei secvenţe, în cadrul fiecăreia elementele a cîte 2 cuple cinematice conducătoare sînt în repaus relativ, mişcarea existînd doar într-o singură cuplă conducătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] Denavit, J., Hartenberg, R. S. — „A Kinematic Notation for Lower Pair Mechanisms Based on Matrices". Trans. ASME. J. Appl. Mech., V222, 1955, pg. 215—221.

[2] Kovács, Fr., Mădăras, L., Anghel, St. — „Contribuţii la studiul sintezei mecanismelor spaţiale cu cuple inferioare generatoare de funcţiuni". Caiet selectiv cu lucr. de colab. cu producţia, IPT, 1971, pg. 6—10.

[3] Mădăras, L. — „Contribuţii la cinetostatica mecanismelor spaţiale". Teză doctorat 1977.

[4] Mădăras, L., Pelecudi, Chr. — „Consideraţii asupra reacţiunilor în cuplele cinematice ale mecanismelor spaţiale. Bilanţul ecuaţiilor şi necunoscutelor acestora". Simpozion IFToMM Bucharest, June 16—21 1977 „SYROM" '77 Vol. II. Paper 21, pg. 255—264.

[5] Pelecudi, Chr. — „Teoria mecanismelor spaţiale", Ed. Acad. R.S.R., Bucureşti 1972.

[6] Vîlcovici, V., Bălan, Şt., Voinea, R. — „Mecanică teoretică". Ed. Tehnică, Bucureşti, 1963.

[7] Vukobratovič, M. şi alţii — A New Control Concept of Anthropomorphie Manipulators, Mechanism and Machine Theory, vol. 12, No. 6, pag. 515—530, 1977.

METHOD FOR DETERMINING THE DRIVING FORCES IN PATH-GENERATING LINKAGES USED IN INDUSTRIAL ROBOTS

ABSTRACT

The paper deals with a major problem of the spatial linkages used in industrial robots. The way in which a matrix method of analysis can be used in the case of these linkages is presented. The paper develops a matrix method for determining the driving forces and the joint forces simulta neously. An example illustrates the proposed method.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

CINEMATICA MODELULUI ORTOCENTRAL

DE

VARGA ŞTEFAN

1. Introducere

Modelul mişcării ortocentrale a fost introdus în [1] ca un model de mişcare a particulei, deci a punctului material, în spaţiul sferic nerigid. Legile cinematice ce guvernează mişcarea în modelul ortocentral vor fi deduse în această lucrare, respectînd problema generală a cinematicii punctului [2], [3], [4], [5], [6]. Urmînd această linie, se consideră dată poziţia particulei generice prin vectorul de poziţie în funcţie de coordonate :

$$\bar{r}=\bar{r}\,(q_i) \qquad (i=1,\ 2,\ 3) \tag{1}$$

iar coordonatele ca funcţii de timp :

$$q_i=q_i\,(t) \qquad (i=1,\ 2,\ 3) \tag{2}$$

şi se cere aflarea cîmpului de viteze :

$$\bar{v}=\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\,\bar{r} \tag{3}$$

şi a cîmpului de acceleraţii :

$$\bar{a}=\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\,\bar{v}=\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}\,\bar{r} \tag{4}$$

Introducînd vectorul de poziţie în datele problemei, cinematica consideră mişcarea ca o stare relativă a punctului faţă de reperul ales. De aceea, legile cinematicii sînt relative la reper. Alegerea reperului este determinată de complexitatea mişcării prin faptul, că numărul axelor trebuie să corespundă cu numărul coordonatelor. Omogenitatea coordonatelor nu este obligatorie : ele pot fi lungimi sau unghiuri. Pentru evidenţierea acestui fapt, în terminologia curentă coordonatele se zic generalizate (sau coordonatele lui Lagrange). Mulţimea punctelor definite prin coordonatele generalizate se numeşte spaţiul configuraţiilor [7]. În funcţie de numărul coordonatelor necesare pentru descrierea mişcării, în spaţiul configuraţiilor se pot construi modele de mişcare cu oricîte dimensiuni. Modelul ortocentral implică însă numai trei coordonate, el fiind în spaţiul sferic tridimensional definit.

Problema principală pusă de (3) şi (4) rămîne în acest caz determinarea formei operatorilor de derivare în timp de ordinul întîi şi doi cînd dimensiunea modelului de mişcare creşte de la unu la trei.

2. Modelul unidimensional

În modelul unidimensional mișcarea se descrie printr-o singură coordonată :

$$q_1 = r\,(t) \tag{5}$$

Pentru măsurarea ei este suficientă alegerea unui reper cu o singură axă orientată constant pe direcția mișcării (fig. 1). În acest reper coordonata dată pune în evidență dependența vectorului de poziție de modulul său :

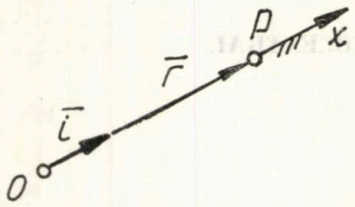


Fig. 1.

$$\bar{r} = \bar{r}\,(r) = r\bar{i} \tag{6}$$

Derivata în timp a lui (6) duce la expresia vitezei unidimensionale :

$$\bar{v}_U = \frac{\mathrm{d}\bar{r}}{\mathrm{d}r} \cdot \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}_U}{\mathrm{d}t}\,\bar{r} = v_U \cdot \bar{i} \tag{7}$$

unde :

$$v_U = \frac{\mathrm{d}r}{\mathrm{d}t} \tag{8}$$

este modulul vitezei, iar :

$$\bar{i} = \frac{\mathrm{d}\bar{r}}{\mathrm{d}r} \tag{9}$$

este versorul direcției de mișcare. Din (7) se deduce operatorul derivatei unidimensionale în raport cu timpul :

$$\frac{d_U\,..}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\,|..|}{\mathrm{d}t}\,\frac{\mathrm{d}..}{\mathrm{d}\,|..|} \tag{10}$$

a unui vector, de direcție constantă și de lungime variabilă în timp.

Definiția (10) conduce la expresia accelerației unidimensionale :

$$\bar{a}_U = \frac{\mathrm{d}_U}{\mathrm{d}t}\,\bar{v}_U = \frac{\mathrm{d}v_U}{\mathrm{d}t}\,\frac{\mathrm{d}\bar{v}_U}{\mathrm{d}v_U} = \frac{\mathrm{d}^2 r}{\mathrm{d}t^2}\,\frac{\mathrm{d}\bar{r}}{\mathrm{d}r} = \frac{\mathrm{d}^2_U}{\mathrm{d}t^2}\,\bar{r} = a_U\bar{i} \tag{11}$$

unde :

$$a_U = \frac{\mathrm{d}^2 r}{\mathrm{d}t^2} \tag{12}$$

este modulul accelerației, iar :

$$\frac{\mathrm{d}^2_U\,..}{\mathrm{d}t^2} = \frac{\mathrm{d}^2\,|..|}{\mathrm{d}t^2}\,\frac{\mathrm{d}..}{\mathrm{d}\,|..|} \tag{13}$$

este operatorul derivatei unidimensionale de ordinul doi în raport cu timpul.

3. Modelul bidimensional

În modelul bidimensional mișcarea se descrie prin două coordonate :

$$q_1 = r\,(t)\,; \quad q_2 = \varphi\,(t) \tag{14}$$

Prima pune în evidență dependența vectorului de poziție de modulul său, iar a doua evidențiază dependența de direcție :

$$\bar{r} = \bar{r}\,(r, \varphi) = \overline{r\bar{i}}\,(\varphi) \tag{15}$$

Măsurarea coordonatelor impune alegerea unui reper cu două axe : axa O_x se alege pe direcția razei, iar axa O_y pe orice direcție fixă din planul mișcării (fig. 2).

Derivata în timp a lui (15) duce la expresia vitezei bidimensionale :

$$\bar{v}_B = \frac{d\bar{r}}{dr}\frac{dr}{dt} + \frac{d\bar{r}}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d_B}{dt}\bar{r} \tag{16}$$

numită viteză absolută. Ea se compune din doi termeni :

$$\bar{v}_B = \bar{v}_U + \bar{v}_\varphi \tag{17}$$

Primul, este viteza unidimensională $\bar{v}_U$, numită în modelul bidimensional viteză relativă. Conform cu (7) viteza unidimensională este coliniară cu $\bar{i}$, deci indică translația particulei generice a modelului în lungul razei polare. Al doilea termen :

$$\bar{v}_\varphi = \frac{d\bar{r}}{d\varphi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} = \omega_\varphi \cdot r \cdot \frac{d\bar{i}}{d\varphi} = v_\varphi \cdot \frac{d\bar{i}}{d\varphi} \tag{18}$$

numit viteză de transport φ, fiind coliniar cu $\frac{d\bar{i}}{d\varphi}$ indică rotația particulei generice împreună cu raza pe care se află situată la distanța r.

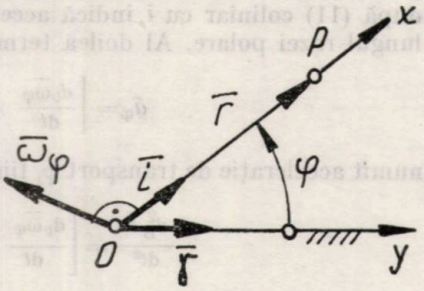


Fig. 2.

Scalarul :

$$\omega_\varphi = \frac{d\varphi}{dt} \tag{19}$$

este numit pulsație φ și reprezintă modulul vitezei unghiulare derivată din coordonata φ și definită prin relația :

$$\bar{\omega}_\varphi = \omega_\varphi \left(\bar{i} \times \frac{d\bar{i}}{d\varphi}\right) \tag{20}$$

Cu utilizarea formulei fundamentale a dublului produs vectorial a trei vectori $\bar{a}$, $\bar{b}$ și $\bar{c}$:

$$\bar{a} \times (\bar{b} \times \bar{c}) = (\bar{a} \cdot c)\,\bar{b} - (\bar{a} \cdot \bar{b})\,\bar{c} \tag{21}$$

și (20) viteza $\bar{v}_\varphi$ primește forma :

$$\bar{v}_\varphi = \bar{\omega}_\varphi \times \bar{r} \tag{22}$$

identică cu (18) numai dacă :

$$\bar{i} \cdot \frac{d\bar{i}}{d\varphi} = 0 \tag{23}$$

adică la ortogonalitatea vitezei relative cu cea de transport.

În baza relațiilor (7), (22) și (17) viteza bidimensională poate fi exprimată operatorial :

$$\bar{v}_B = \left(\frac{d_U \cdot\cdot}{dt} + \bar{\omega}_\varphi \cdot\cdot\right)\bar{r} = \frac{d_B}{dt}\bar{r} \tag{24}$$

punînd în evidență operatorul derivatei bidimensionale în timp :

$$\frac{d_B \cdot\cdot}{dt} = \frac{d_U \cdot\cdot}{dt} + \bar{\omega}_\varphi \cdot\cdot \tag{25}$$

a unui vector de mărime și direcție variabilă în plan. Aplicînd (25) asupra versorului razei polare rezultă formula lui Poisson pentru modelul bidimensional.

$$\frac{d_B\bar{i}}{dt} = \bar{\omega}_\varphi \times \bar{i} \tag{26}$$

Operatorul derivatei bidimensionale de ordinul doi în raport cu timpul construită în baza lui (25) are forma :

$$\frac{d_B^2 \cdot \cdot}{dt^2} = \frac{d_B}{dt}\left(\frac{d_B \cdot \cdot}{dt}\right) = \frac{d_U^2 \cdot \cdot}{dt^2} + \frac{d_U \bar{\omega}_\varphi}{dt} \times \cdot \cdot + \bar{\omega}_\varphi \times (\bar{\omega}_\varphi \times \cdot \cdot) + 2\bar{\omega}_\varphi \times \frac{d_U \cdot \cdot}{dt} \quad (27)$$

Accelerația bidimensională, numită accelerație absolută, construită cu acest operator este :

$$\bar{a}_B = \bar{a}_U + \bar{a}_\varphi + \bar{a}_C \quad (28)$$

Termenul $\bar{a}_U$ este accelerația unidimensională sau relativă. Acesta fiind după (11) coliniar cu $\bar{\imath}$ indică accelerația de translație a particulei generice în lungul razei polare. Al doilea termen :

$$\bar{a}_\varphi = \left[\frac{d_U \bar{\omega}_\varphi}{dt} \times \cdot \cdot + \bar{\omega}_\varphi \times (\bar{\omega}_\varphi \times \cdot \cdot)\right] \bar{r} \quad (29)$$

numit accelerație de transport φ, fiind coliniar cu :

$$\frac{d_B^2 \bar{\imath}}{dt^2} = \left[\frac{d_U \bar{\omega}_\varphi}{dt} \times \cdot \cdot + \bar{\omega}_\varphi \times (\bar{\omega}_\varphi \times \cdot \cdot)\right] \bar{\imath} \quad (30)$$

indică accelerația de rotație a particulei împreună cu raza polară pe care se află la distanța r. Al treilea termen :

$$\bar{a}_C = \left(2\bar{\omega}_\varphi \times \frac{d_U \cdot \cdot}{dt}\right) \bar{r} \quad (31)$$

numit accelerație Coriolis, intervine suplimentar în legea de compunere a accelerațiilor, punînd în evidență influența vitezei de deformare a razei polare în cazul legăturii nerigide a particulei față de reper.

4. Modelul tridimensional

În modelul tridimensional mișcarea se descrie prin trei coordonate :

$$q_1 = r\,(t)\,; \quad q_2 = \varphi\,(t)\,; \quad q_3 = \psi\,(t) \quad (32)$$

Prima evidențiază dependența vectorului de poziție de modulul său, a doua și a treia definesc direcția acestuia în spațiu :

$$\bar{r} = \bar{r}\,(r,\ \varphi,\ \psi) = r\bar{\imath}\,(\varphi,\ \psi) \quad (33)$$

Măsurarea coordonatelor impune alegerea unui reper cu trei axe : axa Ox se alege pe direcția razei vectoare, axa Oy pe o direcție fixă din planul unghiului φ, iar axa Oz pe o direcție fixă din planul unghiului ψ (fig. 3).

Derivata în timp a lui (33) determină expresia vitezei tridimensionale :

$$\bar{v}_T = \frac{d\bar{r}}{dr}\frac{dr}{dt} + \frac{d\bar{r}}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} + \frac{d\bar{r}}{d\psi}\frac{d\psi}{dt} = \frac{d_T}{dt}\bar{r} \quad (34)$$

numită viteză absolută în modelul tridimensional. Primii doi termeni din (34) reprezintă după (16) viteza bidimensională , așa că viteza tridimensională are forma :

$$\bar{v}_T = \bar{v}_B + \bar{v}_\psi \quad (35)$$

Termenul nou ce apare aici :

$$\bar{v}_\psi = \frac{d\bar{r}}{d\psi}\,\frac{d\psi}{dt} = \omega_\psi \bar{r}\,\frac{d\bar{i}}{d\psi} = v_\psi \cdot \frac{d\bar{i}}{d\psi} \qquad (36)$$

dă viteza de transport ψ. Acest transport fiind coliniar cu $\frac{d\bar{i}}{d\psi}$ indică rotirea particulei generice din modelul tridimensional odată cu raza în sensul de variație a unghiului ψ. Scalarul :

$$\omega_\psi = \frac{d\psi}{dt} \qquad (37)$$

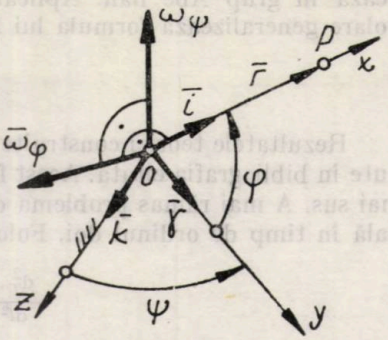


Fig. 3.

numit pulsație ψ, reprezintă modulul vitezei unghiulare derivată din coordonata ψ și definită prin relația :

$$\bar{\omega}_\psi = \omega_\psi \left(\bar{j} \times \frac{d\bar{j}}{d\psi} \right) \qquad (38)$$

Cu utilizarea formulelor (21) și (38) viteza $\bar{v}_\psi$ primește forma :

$$\bar{v}_\psi = \bar{\omega}_\psi \times \bar{r} \qquad (39)$$

identică cu (36), dacă :

$$\frac{d\bar{i}}{d\psi} = \cos\varphi \cdot \frac{d\bar{j}}{d\psi} \qquad (40)$$

verificînd astfel condiția de ortogonalitate :

$$\bar{i} \cdot \frac{d\bar{i}}{d\psi} = 0 \qquad (41)$$

dintre viteza relativă și cea care exprimă transportul ψ.

În baza relațiilor (24), (39) și (35), viteza tridimensională primește forma operatorială :

$$\bar{v}_T = \left(\frac{d_B \cdot\cdot}{dt} + \bar{\omega}_\psi \times \cdot\cdot \right) \bar{r} = \frac{d_T}{dt}\,\bar{r} \qquad (42)$$

punînd în evidență operatorul derivatei tridimensionale în timp :

$$\frac{d_T \cdot\cdot}{dt} = \frac{d_B \cdot\cdot}{dt} + \bar{\omega}_\psi \times \cdot\cdot \qquad (43)$$

a unui vector de mărime și direcție variabilă în spațiu. Acest operator, după (25) și în baza proprietății de comutivitate a produsului vectorial mai poate fi scris în forma :

$$\frac{d_T \cdot\cdot}{dt} = \frac{d_U \cdot\cdot}{dt} + \bar{\omega} \cdot\cdot \qquad (44)$$

unde vectorul :

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_\varphi + \bar{\omega}_\psi \qquad (45)$$

este numit viteză unghiulară de grup. Formula (45) este în acord cu rezultatul cunoscut din teoria grupurilor Lie, conform căruia rotațiile concurente se gru-

pează în grup Abe lian. Aplicarea operatorului (44) asupra versorului razei polare generalizează formula lui Poisson pentru modelul tridimensional :

$$\frac{d_T \bar{i}}{dt} = \bar{\omega} \times \bar{i} \tag{46}$$

Rezultatele teoriei construite aici se potrivesc pînă în acest loc cu cele obținute în bibliografia citată. Acest fapt justifică corectitudinea operatorilor deduși mai sus. A mai rămas problema deducerii operatorului de derivare tridimensională în timp de ordinul doi. Folosind definiția :

$$\frac{d_T^2 \cdot \cdot}{dt^2} = \frac{d_T}{dt}\left(\frac{d_T \cdot \cdot}{dt}\right) \tag{47}$$

acest operator poate fi dezvoltat în baza lui (43) :

$$\frac{d_T^2 \cdot \cdot}{dt^2} = \frac{d_B^2 \cdot \cdot}{dt^2} + \frac{d_U \bar{\omega}_\psi}{dt} \times \cdot \cdot + \bar{\omega}_\psi \times (\bar{\omega}_\psi \times \cdot \cdot) + 2\bar{\omega}_\psi \times \frac{d_B \cdot \cdot}{dt} \tag{48}$$

sau în baza lui (44) :

$$\frac{d_T^2 \cdot \cdot}{dt^2} = \frac{d_U^2 \cdot \cdot}{dt^2} + \frac{d_U \bar{\omega}}{dt} \times \cdot \cdot + \omega \times (\bar{\omega} \times \cdot \cdot) + 2\bar{\omega} \times \frac{d_U \cdot \cdot}{dt} \tag{49}$$

Acești operatori însă nu sînt identici. În baza expresiilor (25), (27) și (45), se poate arăta, că operatorii (48) și (49) se reduc la identitatea numai dacă :

$$\bar{\omega}_\psi \times (\bar{\omega}_\varphi \times \cdot \cdot) = \omega_\varphi \times (\bar{\omega}_\psi \times \cdot \cdot) \tag{50}$$

deci numai dacă operatorii $\bar{\omega}_\psi \times \cdot \cdot$ și $\bar{\omega}_\varphi \times \cdot \cdot$ s-ar comuta între ei. Admiterea acestei comutivități ar fi în contradicție flagrantă cu regulile de bază a calculului vectorial. Contradicția semnalată aici, devine mai evidentă prin aplicarea lui (50) asupra vectorului de poziție, obținîndu-se :

$$\bar{\omega}_\psi \cdot \bar{r} = 0 \tag{51}$$

De aici rezultă clar, că ortogonalitatea vectorilor $\bar{\omega}_\psi$ și $\bar{r}$ este o cerință imposibilă în condițiile ortogonalităților de definiție a modelului ortocentral [1].

Evident, că pentru eliminarea acestei contradicții este necesară în primul rînd formularea operatorului de derivare tridimensională în timp sub o formă univocă.

5. Transportul ortocentral

Faptul că în (50) intervin operatori de rotație arată, că în structura operatorilor (43) și (44) trebuie revizuiți termenii care generează mișcările de transport. Aceasta devine posibilă prin intermediul expresiei (42) a vitezei tridimensionale. Proiectînd această relație vectorială pe axele reperului fix z_i (fig. 4) se obține :

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \dot{r} \cos\varphi \cos\psi - r(\omega_\varphi \sin\varphi \cos\psi + \omega_\psi \cos\varphi \sin\psi) \\ \dot{z}_2 &= \dot{r} \cos\varphi \sin\psi - r(\omega_\varphi \sin\varphi \sin\psi - \omega_\psi \cos\varphi \cos\psi) \\ \dot{z}_3 &= \dot{r} \sin\varphi + r\omega_\varphi \cos\varphi \end{aligned} \tag{52}$$

astfel că pătratul vitezei tridimensionale se exprimă în forma :

$$v_T^2 = \dot{r}^2 + \Omega^2 r^2 \tag{53}$$

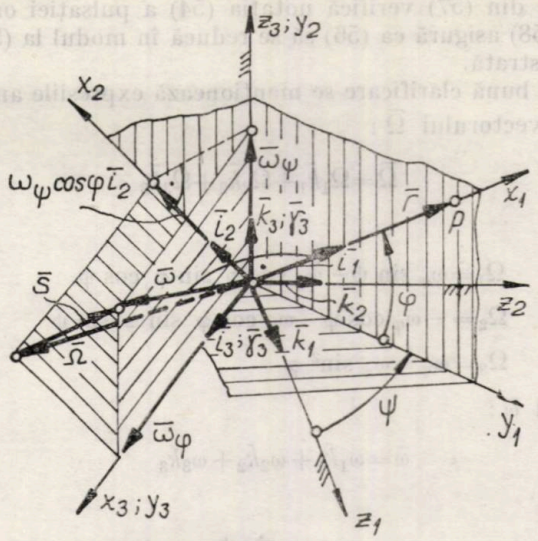


Fig. 4.

în care :

$$\Omega = (\omega_\varphi^2 + \omega_\psi^2 \cos^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} \tag{54}$$

avînd omogenitatea unei pulsații, se va numi pulsație ortocentrală. Se observă de la început, că pulsația de grup (modulul vitezei unghiulare de grup) :

$$\omega = (\omega_\varphi^2 + \omega_\psi^2)^{\frac{1}{2}} \tag{55}$$

diferă de (54) prin lipsa termenului în $\cos^2 \varphi$. În expresia (53) totuși nu (55) figurează ci pulsația (54). Se pune atunci problema găsirii unei viteze unghiulare ortocentrale $\bar{\Omega}$ avînd modulul dat de (54), care să permită scrierea legii de compunere a vitezei tridimensionale în forma univocă :

$$\bar{v}_T = \left(\frac{\mathrm{d}_U \cdot \cdot}{\mathrm{d}t} + \bar{\Omega} \times \cdot \cdot \right) \bar{r} \tag{56}$$

respectînd și condiția să se reducă în modul la forma (53). Un astfel de vector $\bar{\Omega}$ poate fi construit observînd, că Ω din (54) exprimă lungimea ipotenuzei triunghiului dreptunghic avînd catetele de lungimi egale cu ω_φ și respectiv $\omega_\psi \cos \varphi$. Acest triunghi este înscris, conform fig. 4, în planul $x_2 x_3$. În reperul x_i ($i = 1, 2, 3$) expresiile analitice ale vectorului $\bar{\Omega}$ și ale vectorului de poziție $\bar{r}$ sînt :

$$\begin{aligned} \bar{\Omega} &= \omega_\varphi \bar{i}_3 + \omega_\psi \cos \varphi \cdot \bar{i}_2 \\ \bar{r} &= r \bar{i}_1 \end{aligned} \tag{57}$$

Ele satisfac condițiile de ortogonalitate :

$$\begin{aligned} \bar{\Omega} \cdot \bar{r} &= 0 \\ \bar{\Omega} \cdot (\bar{\Omega} \times \bar{r}) &= 0 \end{aligned} \tag{58}$$

Prima relație din (57) verifică notația (54) a pulsației ortocentrale, iar a doua relație din (58) asigură ca (56) să se reducă în modul la (53). Astfel relația (56) este demonstrată.

Pentru o mai bună clarificare se menționează expresiile analitice în reperul z_i ($i=1, 2, 3$) a vectorului $\bar{\Omega}$:

$$\bar{\Omega}=\Omega_1\bar{k}_1+\Omega_2\bar{k}_2+\Omega_3\bar{k}_3 \tag{59}$$

de componente :

$$\begin{aligned}\Omega_1&=\omega_\varphi \sin\psi-\omega_\psi \cos\varphi \sin\varphi \cos\psi\\ \Omega_2&=-\omega_\varphi \cos\psi-\omega_\psi \cos\varphi \sin\varphi \sin\psi\\ \Omega_3&=\omega_\psi-\omega_\psi \sin^2\varphi\end{aligned} \tag{60}$$

apoi, a vectorului $\bar{\omega}$:

$$\bar{\omega}=\omega_1\bar{k}_1+\omega_2\bar{k}_2+\omega_3\bar{k}_3 \tag{61}$$

de componente :

$$\begin{aligned}\omega_1&=\omega_\varphi \sin\psi\\ \omega_2&=-\omega_\varphi \cos\psi\\ \omega_3&=\omega_\psi\end{aligned} \tag{62}$$

și în fine, a vectorului $\bar{r}$:

$$\bar{r}=z_1\bar{k}_1+z_2\bar{k}_2+z_3\bar{k}_3 \tag{63}$$

de componente :

$$\begin{aligned}z_1&=r \cos\varphi \cos\psi\\ z_2&=r \cos\varphi \sin\psi\\ z_3&=r \sin\varphi\end{aligned} \tag{64}$$

Cu folosirea relațiilor (59)–(62) se arată, că viteza unghiulară de grup diferă de viteza unghiulară ortocentrală prin vectorul :

$$\bar{s}=\bar{\omega}-\bar{\Omega}=\omega_\psi \sin\varphi\, \bar{i}_1 \tag{65}$$

reprezentînd componenta paralelă cu vectorul de poziție al vectorului $\bar{\omega}_\psi$. După a doua relație (57) și (65) se deduce relația de proiecție :

$$\bar{s}\times\bar{r}=0 \tag{66}$$

indicînd, că vectorul s torsionează doar vectorul de poziție dar nu participă în transportul acestuia. Explicitînd din (65) viteza unghiulară de grup în forma :

$$\bar{\omega}=\bar{\Omega}+\bar{s} \tag{67}$$

și avînd în vedere (66) se deduce :

$$\bar{\omega}\times\bar{r}=\bar{\Omega}\times\bar{r} \tag{68}$$

Astfel transportul ortocentral este datorat în exclusivitate vitezei unghiulare ortocentrale, adică componentei lui $\bar{\omega}$ ortogonale la $\bar{r}$. Relația (68) evidențiază egalitatea operatorială :

$$\bar{\omega}\times..=\bar{\Omega}\times.. \tag{69}$$

în baza căreia operatorii (43) și (44) se reduc univoc la forma :

$$\frac{\mathrm{d}_T \cdot\cdot}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}_U \cdot\cdot}{\mathrm{d}t} + \bar{\Omega} \times \cdot\cdot \tag{70}$$

evidențiată de fapt și de (56). După (69) formula generalizată a lui Poisson se scrie :

$$\frac{\mathrm{d}_T \bar{i}_1}{\mathrm{d}t} = \bar{\Omega} \times \bar{i}_1 \tag{71}$$

Eliminat fiind influența torsiunii, construirea după (70) a operatorului derivării tridimensionale în timp de ordinul doi nu mai ridică probleme de univocitate :

$$\frac{\mathrm{d}_T^2 \cdot\cdot}{\mathrm{d}t^2} = \frac{\mathrm{d}_U^2 \cdot\cdot}{\mathrm{d}t^2} + \frac{\mathrm{d}_U \bar{\Omega}}{\mathrm{d}t} \times \cdot\cdot + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \cdot\cdot) + 2\bar{\Omega} \times \frac{\mathrm{d}_U \cdot\cdot}{\mathrm{d}t} \tag{72}$$

Accelerația tridimensională, construită cu acest operator se exprimă prin suma a trei termeni :

$$\bar{a}_T = \bar{a}_U + \bar{a}_t + \bar{a}_C \tag{73}$$

Termenul $\bar{a}_U$ exprimă accelerația relativă dată de (11). Aceasta fiind coliniar cu $\bar{i}_1$, indică accelerația particulei generice în direcția ridială a modelului ortocentral. Al doilea termen :

$$\bar{a}_t = \left[\frac{\mathrm{d}_U \bar{\Omega}}{\mathrm{d}t} \times \cdot\cdot + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \cdot\cdot) \right] \bar{r} \tag{74}$$

numit accelerație de transport ortocentral, fiind coliniar cu :

$$\frac{\mathrm{d}_T^2 \bar{i}_1}{\mathrm{d}t^2} = \left[\frac{\mathrm{d}_U \bar{\Omega}}{\mathrm{d}t} \times \cdot\cdot + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \cdot\cdot) \right] \bar{i}_1 \tag{75}$$

indică accelerația de rotație ortocentrală a particulei împreună cu raza polară pe care se află la distanța r. Al treilea termen :

$$\bar{a}_C = \left(2\bar{\Omega} \times \frac{\mathrm{d}_U \cdot\cdot}{\mathrm{d}t} \right) \bar{r} \tag{76}$$

este accelerația Coriolis din modelul ortocentral. Acesta evidențiază influența vitezei de deformare a razei polare în cazul legăturii nerigide a particulei față de punctul de origine al reperului.

Se menționează în încheiere că legea de compunere a vitezei tridimensionale nefiind afectată de vectorul de torsiune $\bar{s}$ este bine cunoscută în special în cazul problemelor legate de mișcarea rigidului cu punct fix [8]. Legea de compunere a accelerației tridimensionale însă, este pentru prima dată eliberată de perturbația torsiunii. Cîteva consecințe ce decurg de aici fac obiectul lucrărilor [9] și [10].

BIBLIOGRAFIE

1. Varga, St.: Modelul mișcării ortocentrale. Sesiunea de comunicări a IPT, oct. 1979.
2. Vilcovici, V., Bălan, Șt, Voinea, R.: Mecanica teoretică. E.T. București 1963.
3. Onicescu, O.: Mecanica. E.T. București, 1969.

4. Landau, L., Lifchitz, E.: Physique theorique, vol. 1, Mécanique. Ed. de la Paix, Moscou, 1960.
5. Mangeron, D., Irimiuc, N.: Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie. Vol. 1, Mecanica rigidului, E.T. București, 1978.
6. Bradeanu, P.: Mecanica fluidelor, E.T. București, 1973.
7. Beju, I., Soós, E., Teodorescu, P. P.: Tehnici de calcul vectorial cu aplicații. E.T. București, 1976.
8. Dragoș, L.: Principiile mecanicii analitice. E.T. București, 1976.
9. Varga, St.: Aspecte ale mișcării în modelul ortocentral. Sesiunea de comunicări a IPT, oct. 1979.
10. Varga, Șt.: Aplicații ale modelului ortocentral. Sesiunea de comunicări a IPT, oct. 1979.

DIE KYNEMATIK DES ORTOZENTRALEN MODELLS

ZUSAMMENFASSUNG

Im Studium werden die ein, zwei und dreidimensionellen kynematischen Operatoren bestimmt. Es wird gezeigt das im dreidimensionellen Modell der Beschleunigungsoperator undeterminiert ist.

Die Beseitigung des Undeterminismus wird durch die Ersetzung der Gruppenwinkelgeschwindigkeit in der Gestaltung der kynematischen Operatoren des ortozentralen Modells durch einen neuen Vektorortozentrale Winkelgeschwindigkeit-benannt, erziehlt.

Mit Hilfe dieses Vektors wurden die kynematischen Operatoren eindeutig bestimmt.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

NOUTĂŢI ÎN TEHNICA ÎNCERCĂRII ŞI RODĂRII ANGRENAJELOR

DE

FR. KOVACS, I. NICOARĂ, P. NICOARĂ, E. PINTEA

În construcţia de maşini, perfecţionarea tehnică a unui produs este strîns legată de încercarea acestuia pe standuri specializate. Aceste încercări au drept scop, pe lîngă cercetarea gradului în care produsul corespunde cerinţelor funcţionale care i se impun, să stabilească şi o prognoză a fiabilităţii lui. În componenţa multor maşini şi agregate roţile dinţate ocupă un loc de importanţă deosebită, trenurile de angrenaje stabilind performanţele energetice respectiv influenţînd hotărîtor asupra fiabilităţii subansamblelor din care fac parte. Studiul sistematic al angrenajelor a început în deceniile 3, 4, cu toate că, încă din deceniul 2 (1911) Rikli propusese pentru testarea angrenajelor circuitul recuperativ (închis).

Încercările al căror obiectiv îl constituie roţile dinţate urmăresc elucidarea fenomenelor care cauzează scoaterea acestora din uz, respectiv precizarea parametrilor limită care fac posibilă funcţionarea angrenajelor în anumite condiţii date.

Deoarece principalele cauze care determină scoaterea din uz a angrenajelor le constituie distrugerea flancurilor respectiv ruperea dinţilor la bază — ambele fenomene cvasiadmise ca tipice de oboseală — încercările angrenajelor vizează — în paralel cu studiul acestor fenomene — procedeele şi mijloacele tehnice necesare pentru decelarea lor.

Comportamentul roţilor dinţate poate fi relevat pe standuri cu angrenaje respectiv pe standuri cu role (prin care se modelează contactul a două flancuri). Din prima categorie fac parte standurile cu roţi dinţate — epruvete (standuri de laborator) respectiv standuri cu subansamble funcţionale care au în componenţa lor angrenaje (standuri insdustriale). Pe instalaţiile de încercare cu roţi dinţate epruvete se pot defini interdependenţele dintre diverşi parametri care caracterizează funcţionarea angrenajelor, iar pe standurile industriale se analizează procesul transferului energetic la un anumit tip de tren de roţi dinţate.

Din punct de vedere constructiv şi funcţional, standurile cu roţi dinţate pot fi cu flux energetic deschis (disipative) respectiv cu flux energetic închis (recuperative).

Standurile cu flux energetic deschis (redate principial în fig. 1) au în componenţa lor sursa de energie *SE*, transmisia mecanică de încercat *TM* şi un transformator de energie *TE* (în mod obişnuit de tipul frînelor).

Caracteristic acestor tipuri de standuri este disiparea energiei — sub formă calorică — în mediul exterior. Cu toate că pe aceste standuri se pot reproduce mai fidel condiţiile de funcţionare specifice unui anumit produs, consumul mare de energie cît şi comportamentul transformatoareilor de energie la o funcţionare îndelungată, exclud practic utilizarea standurilor cu flux energetic deschis

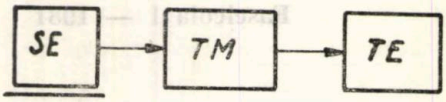


Fig. 1.

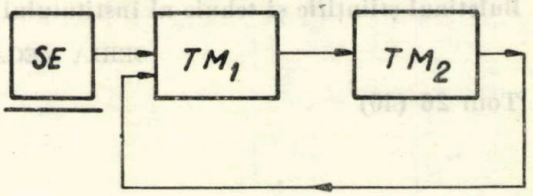


Fig. 2.

la încercări de durabilitate. Aceste standuri se limitează la teste care să dea informații asupra randamentului, temperaturii, zgomotului, vibrațiilor, preciziei de montaj etc.

Standurile cu flux energetic închis (fig. 2) prezintă avantajul recuperării energiei, sursa exterioară *SE* avînd rolul de a acoperi pierderile din circuit. Închiderea se poate face mecanic, electric sau hidraulic.

În cele ce urmează se vor prezenta cîteva probleme specifice standurilor cu flux energetic închis mecanic. În construcția unui astfel de stand (fig. 3) se disting : sursa de energie *SE*, transmisiile mecanice TM_1 și TM_2 (de încercare și de returnare), arbori și cuplaje de legătură. Standul trebuie să fie echipat cu aparate de măsură a cuplului, turației, temperaturii, zgomotului, vibrațiilor etc.

La un astfel de circuit, o importanță deosebită o are dispozitivul de încărcare (cuplajul torsional), *DI*. Rolul principal al acestuia constă în simularea funcționării în sarcină a transmisiei mecanice.

Modificarea încărcării se realizează fie în repaus fie în mișcare.

Dispozitivele care permit reglarea încărcării în repaus sînt — în general mai simple din punct de vedere constructiv, în schimb performanțele tehnice sînt mai modeste.

Dintre variantele constructive de dispozitive cu flanșe cu reglarea încărcării în repaus, în fig. 4, 5 și 6 se redau trei, mai funcționale.

Cuplajul din fig. 4 admite fixarea arborilor coaxiali și apropiați în orice poziție (ceea ce permite, în faza inițială, eliminarea jocurilor din circuit și apoi rotirea cu orice unghi a arborilor) ; este simplu din punct de vedere constructiv și poate fi introdus în circuit și ca element de siguranță la suprasarcini.

Cuplajul cu flanșe din fig. 5 realizează rotirea relativă a arborilor prin intermediul șuruburilor 2 prevăzute cu un excentric *e*. Cuplajul din fig. 6 permite — printr-o tensionare controlată a arcurilor — cunoașterea momentului de torsiune din circuit.

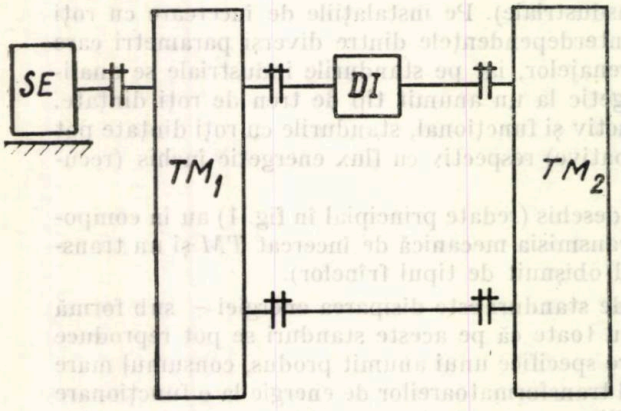


Fig. 3.

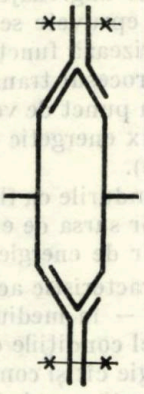


Fig. 4.

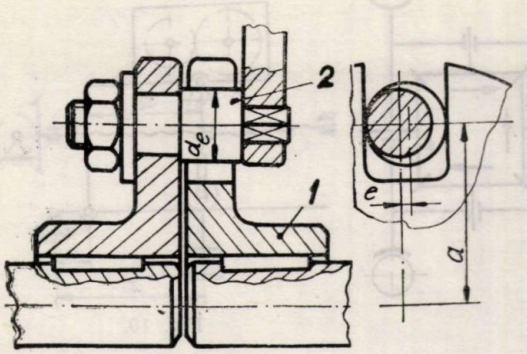


Fig. 5.

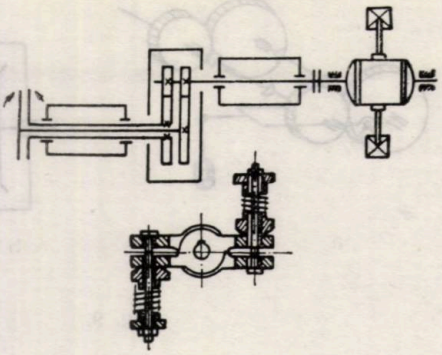


Fig. 6.

Dispozitivele cu reglarea încărcării în mișcare permit eliminarea jocurilor datorită uzurii, automatizarea procesului de încărcare conform unor histograme prestabilite, micșorarea timpului de încercare și rodare etc.

Dintre dispozitivele de acest tip se remarcă cele bazate pe : deplasarea axială a unui manșon cu alezaj canelat elicoidal, apăsarea axială a unei roți dințate cu dinți înclinați, bascularea unei carcase, transformarea energiei hidrostatice în energie mecanică, transformarea energiei cinetice în energie de deformație elastică a arborilor, forțele inerțiale etc.

Dispozitivele cu manșon avînd alezaj canelat elicoidal (fig. 7) precum și cele cu angrenaje ci dinți înclinați (fig. 8), realizează torsionări prin împingeri axiale, acționarea făcîndu-se mecanic (prin mecanisme cu pîrghii sau cu șurub) sau hidrostatic.

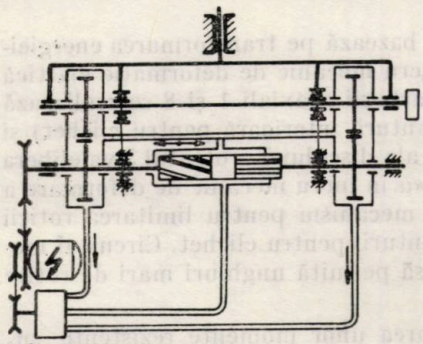


Fig. 7.

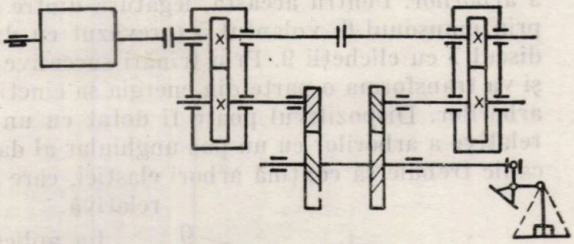
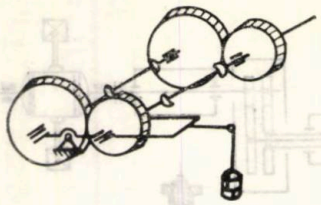


Fig. 8.

Standurile care realizează încărcarea circuitului prin bascularea unor carcase (fig. 9, *a*, *b*) sînt larg răspîndite în laboratoarele de cercetare datorită încărcării comode pe care o asigură în funcționare, cît și datorită posibilității de cunoaștere a încărcării fără aparatură de rigoare.

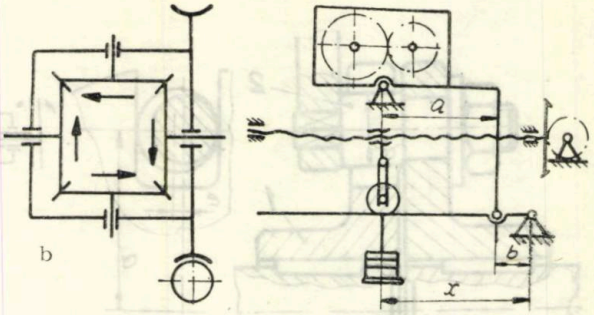
Aceste standuri permit aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea angrenajelor (fig. 10).

Două variante de dispozitive care utilizează pentru încărcare energia hidrostatică sînt prezentate în fig. 11 și 12.



a

Fig. 9.



b

Fig. 10.

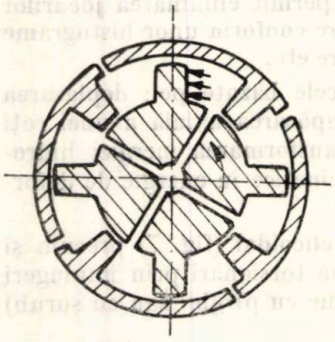


Fig 11.

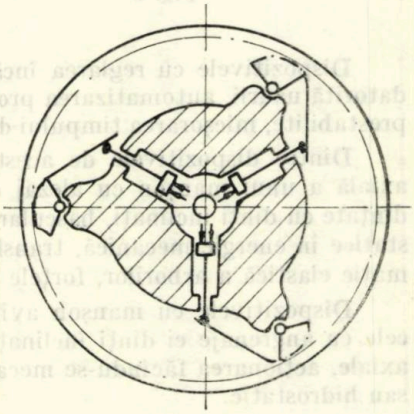


Fig. 12.

Dispozitivul de torsionare din fig. 13 se bazează pe transformarea energiei-cinetice a pieselor în mișcare de rotație în lucru mecanic de deformație elastică a arborilor. Pentru aceasta, legătura dintre arborii coaxiali 1 și 8 se realizează prin manșonul 6, volantul 5 (prevăzut cu dantură interioară pentru clichet) și discul 7 cu clicheții 9. Prin frînări succesive ale discului 7, volantul 5 va elibera și va transforma o parte din energia sa cinetică în lucru mecanic de deformare a arborilor. Dispozitivul poate fi dotat cu un mecanism pentru limitarea rotirii relative a arborilor cu un pas unghiular al danturii pentru clichet. Circuitul mecanic trebuie să conțină arbori elastici, care să permită unghiuri mari de rotire relativă.

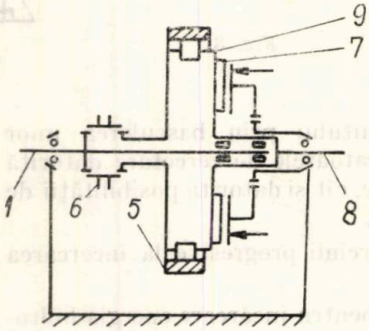


Fig. 13.

La aplicarea unor momente rezistente suplimentare, prin acționarea discului frînei, circuitul va reacționa ca și cum la fiecare frînare i s-ar atașa un nou consumator. Aceste frînări au ca efect principal stabilirea unui nou nivel al energiei cinematice a întregului circuit.

Astfel, energia totală a componentelor unui mecanism (conform teoriei lui Koening) se poate scrie :

$$E_{CT} = \left[\frac{1}{2}\cdot\left(\sum_{i=1}^{P} mi\, v_{mi}^2 + \sum_{j=1}^{n} I_j \omega_j^2\right)\right] \qquad (1)$$

unde mi și v_{mi} sînt masele respectiv vitezele de translație ale centrelor de masă iar I_j și ω_j sînt momentele de inerție respectiv vitezele unghiulare ale elementelor în mișcare de rotație. În mod curent acționarea standurilor se face prin motoare electrice asincrone care au ca puncte caracteristice : pornirea motorului ($\omega = 0$; $M = M_0$), funcționarea în regim nominal ($\omega = \omega_n$, $M = M_n$) și mersul în gol ($\omega = \omega_s$, $M = 0$).

Scriind ecuația de mișcare a agregatului :

$$dM = \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_{red}}{d\varphi} + I_{red} \frac{d\omega}{dt} \tag{2}$$

și considerînd I_{red}=const., se obține variația vitezei unghiulare la un moment rezistent suplimentar ΔM :

$$\Delta\omega = \frac{\Delta M}{I_{red}\omega} \Delta\varphi \tag{3}$$

După n încărcări, regimul cinematic al standului este caracterizat prin viteza unghiulară :

$$\omega\,(M_r) = \omega_s - \left(\Delta\omega_0 + \sum_{j=1}^{n} \Delta\omega_j\right), \tag{4}$$

unde $\Delta\omega_0$ este variația vitezei unghiulare la mersul în gol în raport cu condițiile funcționării ideale (fără pierderi) iar

$$\Delta\omega_j = (\omega_s - \omega_n) \frac{\Delta M_j}{M_n} \tag{5}$$

Momentul de inerție necesar instalației (inclusiv al volantului), pentru a dezvolta în circuit cuplul nominal este dat de relația :

$$I_{red} = \frac{M_n}{\omega\,(\omega_0 - \omega_n)} \cdot \Delta\varphi, \tag{6}$$

de unde se poate calcula momentul de inerție al volantului precum și dimensiunile acestuia.

În fig. 14 se prezintă un dispozitiv care se bazează pe transformarea energiei potențiale în energie de deformație elastică a arborilor.

Conform acestei figuri, pe arborii coaxiali, între care se transmite mișcarea, sînt fixate flanșele 1 și 2. Legătura între cele două flanșe o fac șuruburile 5 și piulițele 6. În zona centrală șuruburile poartă roțile dințate 7 în angrenare cu cremaliera rotitoare 8. Pentru a fi posibilă angrenarea, planele de referință ale cremalierei sînt înclinate în raport cu axa subansamblului.

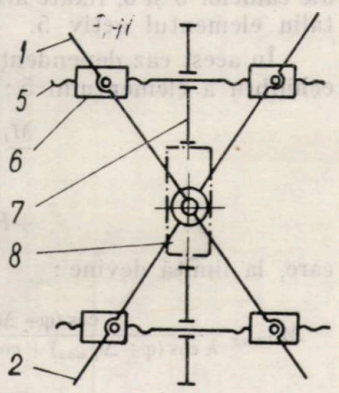


Fig. 14.

O categorie importantă prin extindere și caracteristici funcționale o constituie dispozitivele inerțiale, bazate pe efectul forțelor centrifuge. Acestea asigură încărcarea după o lege care implică patratul vitezei unghiulare. Se recomandă asocierea acestor dispozitive cu variatoare de turație. În acest fel modificarea încărcării se poate face continuu în mers și, prin urmare, se poate adopta un

regim automat de încărcare. De asemenea menține valoarea cuplului și elimină jocurile care pot apare în funcționare.

În fig. 15 se prezintă un cuplaj inerțial, la care rotirea relativă a discului 1 în raport cu discul 2 se face sub efectul forțelor centrifuge F_c.

Dispozitivul din fig. 16 realizează rotirea relativă a flanșelor 1 și 2 sub acțiunea forțelor centrifuge F_c, transmise celor două flanșe prin mecanisme cu bare articulate.

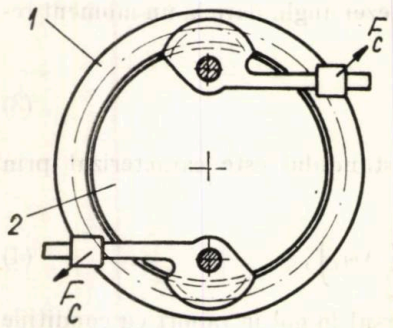


Fig. 15.

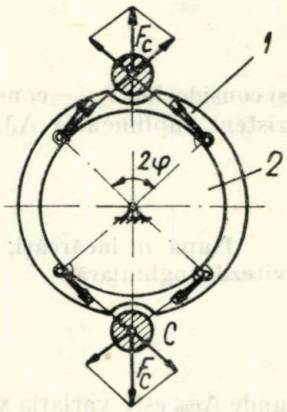


Fig. 16.

La un astfel de dispozitiv momentul de torsiune care solicită standul este condiționat de viteza unghiulară prin relația :

$$M = m\omega^2 r^2 M_0 z, \tag{7}$$

unde m este masa concentrată în c, iar z — numărul perechilor de bare,

$$M_0 = \lambda \frac{\left|\cos\varphi + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1-\lambda^2\sin^2 2\varphi}\right|^2}{2\sqrt{1-\lambda^2\sin^2 2\varphi}} \sin 2\varphi, \tag{8}$$

este momentul unitar de torsiune al cuplajului.

În relația (8) $\lambda = r/l$.

În fig. 17 se prezintă un alt dispozitiv inerțial la care rotirea relativă a arborilor 1 și 2 se face sub efectul forțelor centrifuge, concentrate în centrele de masă ale camelor 5 și 6, fixate articulat pe brațele 3 și 4. În fig. 18 se prezintă în detaliu elementul activ 5.

În acest caz dependența cuplu-viteza unghiulară rezultă scriind ecuația de echilibru a elementului 5 :

$$\frac{M_t}{r} \cdot \frac{\lambda}{\lambda\cos\varphi + \cos\psi} \cdot e \cdot \cos\psi + \\ + F_a (r - r_1) \sin\delta - F_c r \sin\alpha = 0 \tag{9}$$

care, la limită devine :

$$M_{tmax} \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi_{max})}{\lambda\cos(\varphi + \Delta\varphi_{max}) + \cos[\psi + \Delta\psi(\Delta\varphi_{max})]} + k_a h_j (\Delta\varphi_{max}) r_2 \lambda_0' \sin\alpha (\Delta\varphi_{max}) - \\ - m\omega_j^2 r_m (\Delta\varphi_{max}) \sin\alpha (\Delta\varphi_{max}) = 0 \tag{10}$$

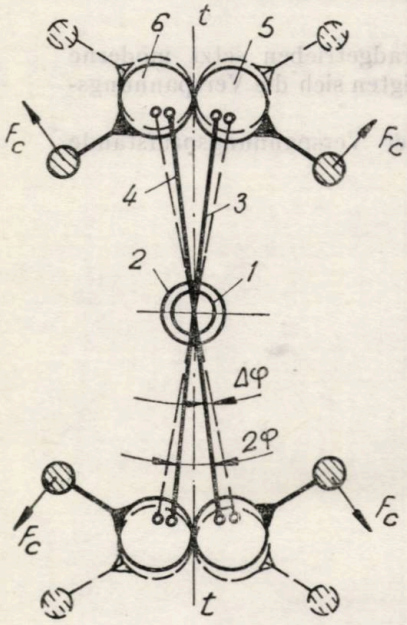


Fig. 17.

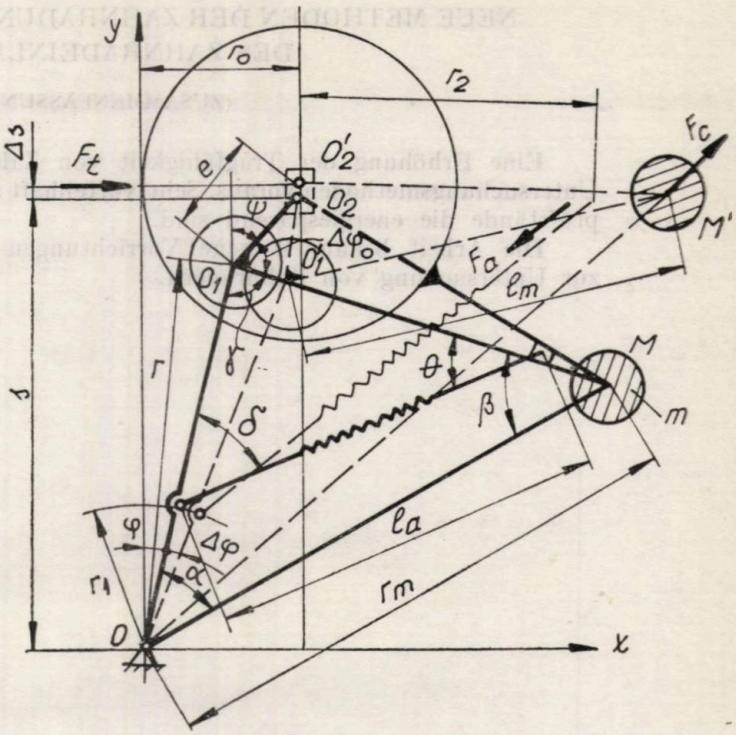


Fig. 18.

unde k_a este constanta elastică a arcului ; h_j — deformația arcului ; $\lambda = r/e$; $\Delta\varphi$ — unghiul de rotire relativă a arborilor, $\lambda_0' = r_m/l_m$.

Concluzii

Varietatea mare de tipuri constructive de transmisii mecanice impune cunoașterea temeinică a diverselor mijloace și metode de testare și rodare a acestora.

Din cele prezentate rezultă implicit și avantajele funcționale pe care le asigură utilizarea în circuitele recuperative a cuplajelor torsionale care admit modificarea stării de încărcare a transmisiei în mers.

BIBLIOGRAFIE

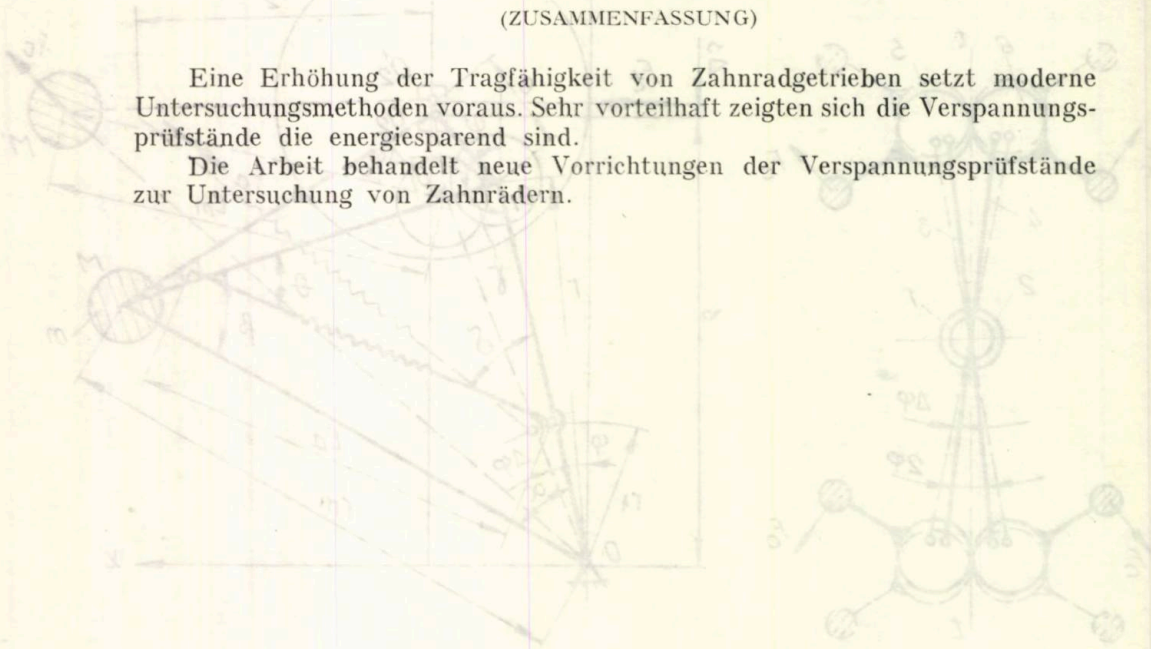
1. Horovitz, B., Kovács, Fr. — Cercetări experimentale asupra angrenajelor. Construcția de mașini nr. 6—7, 1966.
2. Milatovici, D. — Osvrt na metode ispitivanja parova sa promelnljivim opterecenjem. Zbornik Radova. Zagreb, 1976.
3. Miloiu, Gh. — Versuche an Zahnradgetrieben aug Verspanungsprüfständen. Antriebstechnik Nr. 4, 1973.
4. Nicoară, I. ș.a. — Utilizarea dispozitivelor inerțiale la încercarea și rodarea reductoarelor. Simp. Mec. și transm. mec., Reșița, 1976.
5. Nicoară, I., Perju, D. — Încărcarea inerțială a circuitelor mecanice închise. Bulet. IPT seria Mec., fasc. 1/1978.
6. Shipley, G. — 12 ways to load — test gears. Gear Design and aplication. Ed. by N. Chironis. Mc Graw-Hill Book Comp. New-York, 1967.

NEUE METHODEN DER ZAHNRADUNTERSUCHUNG UND DES ZAHNRADEINLAUFS

(ZUSAMMENFASSUNG)

Eine Erhöhung der Tragfähigkeit von Zahnradgetrieben setzt moderne Untersuchungsmethoden voraus. Sehr vorteilhaft zeigten sich die Verspannungsprüfstände die energiesparend sind.

Die Arbeit behandelt neue Vorrichtungen der Verspannungsprüfstände zur Untersuchung von Zahnrädern.



Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

CONSIDERAŢII ASUPRA EXTRAPOLĂRII REZULTATELOR ÎNCERCĂRILOR DE FLUAJ EFECTUATE PE PROBE DE OŢEL PRELEVATE DIN CONDUCTE DE ABUR VIU UTILIZATE

DE

L. KOVATS, I. HAJDU, C. CRISTIUNEA

1. În actuala criză energetică se impune ca toate instalaţiile producătoare sau consumatoare de energie să funcţioneze la parametri maximi, în condiţii de fiabilitate ridicată. În consecinţă conductele de abur viu din termocentrale trebuie să fie exploatate şi ele pînă la durata maximă posibilă în condiţii de funcţionare cu un grad de siguranţă ridicat. Pentru ca înlocuirea acestor conducte să se facă numai cînd aceasta este strict necesară, periodic se determină rezistenţa tehnică de durată disponibilă, în urma degradării suferite de material după o durată lungă de exploatare. Această caracteristică nu se poate determina în timp util, decît prin aplicarea unor metode de exploatare la prelucrarea rezultatelor încercărilor de fluaj pînă la rupere de scurtă şi de medie durată.

În lucrare se determină rezistenţa tehnică de durată $\sigma_{r/10\,(0)}$ disponibilă la $\theta_1=540$ °C a oţelului unei conducte de abur viu de la o centrală termoelectrică din ţară după ce aceasta a fost exploatată la $\theta_1=540$ °C şi presiune a aburului viu $p=140$ ata, timp de 64 843 ore. Pentru determinarea caracteristicii $\sigma_{r/10\,000}$ s-au folosit mai multe metode parametrice de exploatare şi s-a făcut o analiză statistică a abaterilor obţinute faţă de valorile experimentale.

2. Conducta examinată a fost laminată din oţel slab aliat cu 0,5% Mo şi 0,6% Cr (marca CSN 15123) şi a avut diametrul exterior $\varnothing$ 273 mm, iar grosimea peretelui $\delta=40$ mm.

Încărcările de fluaj pînă la rupere au fost executate pe o maşină de încercat cu trei posturi (tip Zst 3/2 fabricaţie RDG) la temperaturile : $\theta_1=540$ °C ; $\theta_2=555$ °C; $\theta_3=570$ °C şi $\theta_4=585$ °C. S-au folosit epruvete scurte (cu $l_0=40$ mm şi $d_0=8$ mm) legate în serie, două cîte două în fieacare post. Toate epruvetele au fost transversale, deci cu axa perpendiculară pe axa conductei.

Pentru fiecare epruvetă s-a determinat durata t_r în ore pînă la rupere, corespunzătoare temperaturii şi tensiunii iniţiale (σ) de încercare. Rezultatele obţinute sînt concentrate în tabelul 1 şi sînt marcate prin puncte distincte în diagrama $\lg\sigma-\lg t_r$ din fig. 1.

Utilizînd metoda celor mai mici patrate [1], cu rezultatele t_r şi σ, pentru fiecare temperatură de încercare θ, s-a determinat ecuaţia dreptei de forma

$$\lg t_r=a+b\lg\sigma \qquad (1)$$

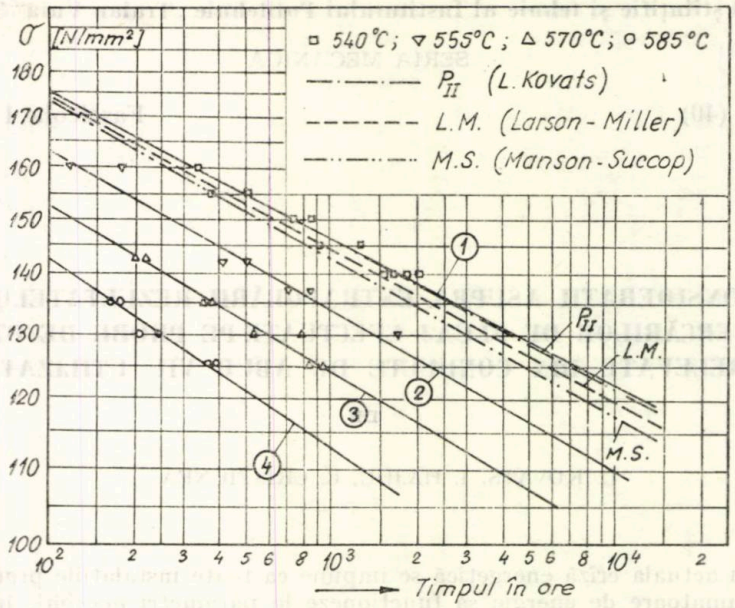


Fig. 1. Datele experimentale şi izotermele obţinute.

Tabelul 1

Duratele de rupere la fluaj ale epruvetelor încercate

θ (T)	σ (t_r) (unde : σ în N/mm² şi t_r în ore)
540 °C (813 °K)	160 (346) ; 155 (384 ; 504) ; 150 (760 ; 960) ; 145 (912 ; 1 272) ; 140 (1 510 ; 1 680 ; 1 960 ; 2 080).
555 °C (828 °K)	160 (120 ; 155) ; 150 (211 ; 223) ; 143 (412 ; 498) ; 137,2 (704 ; 805) ; 130 (1 680).
570 °C (843 °K)	143 (201 ; 215) ; 135 (356 ; 374) ; 130 (520 ; 787) ; 125 (853 ; 918).
585 °C (858 °K)	135 (165 ; 177) ; 130 (201 ; 246) ; 125 (361 ; 372).

Ecuaţiile obţinute s-au trecut în tabelul 2.

Tabelul 2

Ecuaţiile izotermelor

Temperatură θ °C	Notarea dreptei în fig. 1	Ecuaţia dreptei $\lg t_i = a + b \lg \sigma^{x)}$
540°	①	$\lg t_1 = 17{,}741419 - 12{,}644099 \lg \sigma$
555°	②	$\lg t_2 = 16{,}182566 - 11{,}693517 \lg \sigma$
570°	③	$\lg t_3 = 15{,}115746 - 11{,}081763 \lg \sigma$
585°	④	$\lg t_4 = 13{,}445753 - 9{,}9340396 \lg \sigma$

* *Observaţie* : în ecuaţiile izotermelor t se consideră în ore iar σ în daN/mm².

3. Rezistența tehnică de durată $\sigma_{r/10\,000}$ la $\theta_1 = 540$ °C s-a determinat prin extrapolarea încercărilor efectuate, atît cu metoda directă a dreptelor, cît și prin folosirea a 3 metode parametrice diferite : metoda P_{II} [5] ; Larson-Miller [3] ; Manson-Succop [4].

3.1. Metoda P_{II}, elaborată de L. Kovats [5], se bazează pe „funcția model" :

$$\lg \frac{t}{t_u} = -\left(\frac{m}{T^2} + \frac{n}{T}\right) \cdot \lg \frac{\sigma}{\sigma_0} \tag{2}$$

în care T [°K] este temperatura absolută, iar t_0 și σ_0 sînt durata medie, respectiv tensiunea, la o singură încercare la temperatura de serviciu.

Coeficienții m și n se determină utilizînd funcția auxiliară μ :

$$\mu = n + m\frac{1}{\tau} \tag{3}$$

În acest scop izotermele din tabelul 2 s-au reprezentat în sistemul de axe $T \cdot \lg t - \lg \sigma$(fig. 2) și apoi s-a determinat funcția $\mu = \frac{d(\sigma \cdot \lg t)}{d(\lg \tau)}$ (în care $\tau = T \cdot 10^{-3}$, iar σ este dat în daN/cm^2). Valorile obținute pentru μ sînt cuprinse în tabelul 3.

Cu aceste rezultate funcția (3) s-a prezentat în fig. 3, iar în tabelul 4 s-au trecut valorile coeficienților m și n determinate pe baza a două ipoteze distincte :

a) Considerînd datele experimentale de la toate cele 4 izoterme în scopul confirmării statistice a veridicității funcției (3) admise ;

b) Considerînd numai rezultatele încercărilor de la cele 3 temperaturi superioare (T_2, T_3 și T_4) pentru a putea analiza statistic metoda P_{II}, compara-

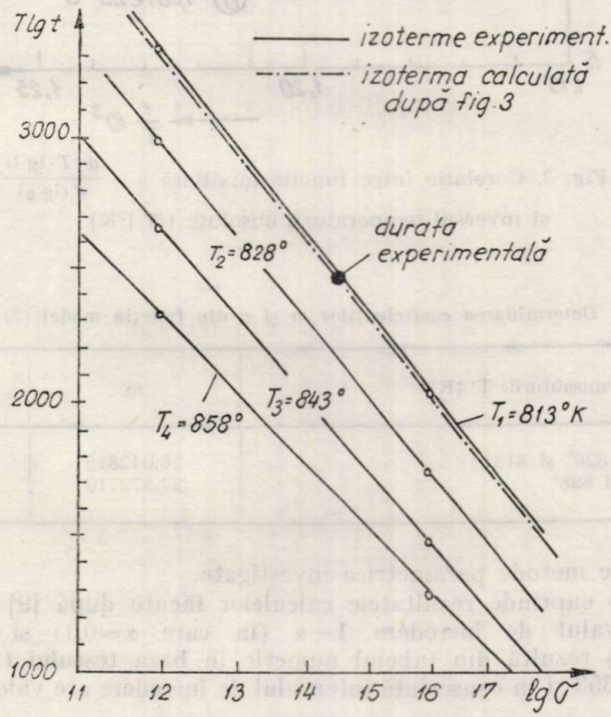


Fig. 2. Diagrama T lg t—lg τ și izoterma calculată cu relația (2)

Tabelul 3

Determinarea funcției auxiliare

$T^* = \tau \cdot 10^5$	σ N/mm²	$\lg t_i$ (i=1 . . . 4)	$\mu = \frac{d(\tau \cdot \lg t)}{d(\lg \sigma)}$
858 °K	120	2,725137	
(585 °C)	160	1,483978	8,5234882
843 °K	120	3,156530	
(570 °C)	160	1,771974	9,3420194
828 °K	120	3,563157	
(555 °C)	160	2,102170	9,6823244
813 °K	120	4,096146	
(540 °C)	160	2,5390761	10,279654

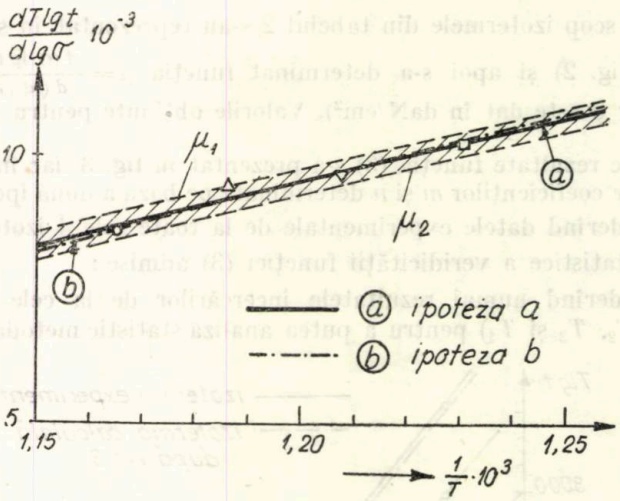


Fig. 3. Corelație între funcția auxiliară $\mu = \frac{d(T \cdot \lg t)}{d(\lg \sigma)}$ și inversul temperaturii absolute 1/T [°K].

Tabelul 4

Determinarea coeficienților *m* și *n* din funcția model (2)

Temperaturile T^* [K]	m	n
a) 858° ; 843° ; 828° și 813°	26,042815	—21,725591
b) 858° ; 843° și 828°	27,372710	—23,297196

tiv cu celelalte metode parametrice investigate.

Tabelul 5 cuprinde rezultatele calculelor făcute după [9] în ipoteza *a*). Pentru intervalul de încredere $1-\alpha$ (în care $\alpha=0{,}1$) și probabilitatea $\alpha = P(|t| > t_\alpha)$ rezultă din tabelul numeric în baza testului t (Student) [1], coeficientul 2,353 și în consecință intervalul de încredere are valoarea

$$\Delta\mu = \pm 2{,}353 \cdot 0{,}105\,204 = 0{,}247631.$$

Tabelul 5

Calculul intervalului de încredere și al coeficientului de corelație R

$T=\tau\cdot10^3$ °K	μ	μ_{exp}	$d=\mu-\mu_{exp}\times10^2$	$d^2\times10^4$	$d_1=\bar{\mu}_{exp}-\mu_{exp}\times10$	$d_1^2\times10^2$
858°	8,627340	8,5234882	10,38518	107,851	8,295312	80,15835
843°	9,342019	9,167427	17,45924	304,825	1,148518	1,31909
828°	9,682324	9,727084	4,7598	22,6557	2,254532	5,08291
813°	10,279654	10,307390	2,7737	7,6934	8,22783	67,69718
	$\bar{\mu}_{exp}=$	9,456871		443,025		154,25763

$$s=\sqrt{\frac{\sum d^2}{n}}=0{,}105241\ ;\quad R=\sqrt{1-\frac{\sum d^2}{\sum d_1^2}}=0{,}9855354$$

În fig. 3 acesta este limitat de dreptele trasate cu linie întreruptă

$$\mu_1,\ \mu_2=26{,}042815\frac{1}{\tau}-(21{,}725591\pm0{,}247631) \tag{4}$$

Coeficientul de corelație obținut având valoarea $R=0{,}9855$ justifică utilizarea funcției auxiliare (3).

Folosind datele experimentale considerate după ipoteza *b*) se scrie ecuația (2) pentru $t_{0\ med}=1\,092$ ore și $\sigma_0=14{,}5$ daN/mm² rezultată din fig. 1. Cu aceasta se obține ecuația $\lg t\,|_{P_{II}}$ dată în tabelul 6, coloana 3-a.

Din această ecuație, pentru $t=10\,000$ ore ($\lg t=4$) rezultă $\sigma_{r/10\,000}=121{,}9$ N/m $=121{,}9$ N/mm² rezistența tehnică de durată la $\theta_1=540$ °C a oțelului conductei utilizate.

Pentru calculul coeficientului de corelație $R\,|_{P_{II}}$, calculul statistic a fost condus similar cu cel cuprins în tabelul 5, cu deosebirea că în calcule s-au utilizat valorile experimentale medii — aferente temperaturii de serviciu ($\theta_1=540$ °C). Astfel pe baza ipotezei b) s-a obținut $R\,|_{P_{II}}=0{,}9714$.

Dreapta P_{II}-a respectivă a fost trasată în fig. 1, iar împreună cu intervalul de încredere în fig. 4.

Observație. Pentru coeficientul de corelație al izotermei experimentale — dată în tabelul 2 pentru $\theta_1=540$ °C — s-a obținut valoarea $R_1=0{,}9792$. Se observă că față de această valoare cea obținută pentru dreapta P_{II} diferă relativ puțin.

3.2. Cea de a doua metodă parametrică de extrapolare investigată a fost metoda Larson-Miller, care se bazează tot pe încercări efectuate la temperaturi superioare (T_{i+1}) celei de serviciu T_i.

Relația de bază este [3]:

$$T_{i+1}\,(\lg t_{i+1}+C)=T_i\,(\lg t_i+C), \tag{5}$$

în care pentru „C" constanta universală se sugerează valoarea 20. Întrucît C variază cu treapta de temperatură ($C_{23}\neq C_{34}$) [2], dar mai ales cu nivelul de solicitare [6], în figura 5 s-a reprezentat variația lui C_{23} și C_{34}, calculate pe baza izotermelor din tabelul 2. Cu ajutorul lor s-a obținut apoi ecuația dreptei C_{med}. Utilizînd din nou izotermele ②③ și ④ din tabelul 2, precum și relația (5), prin

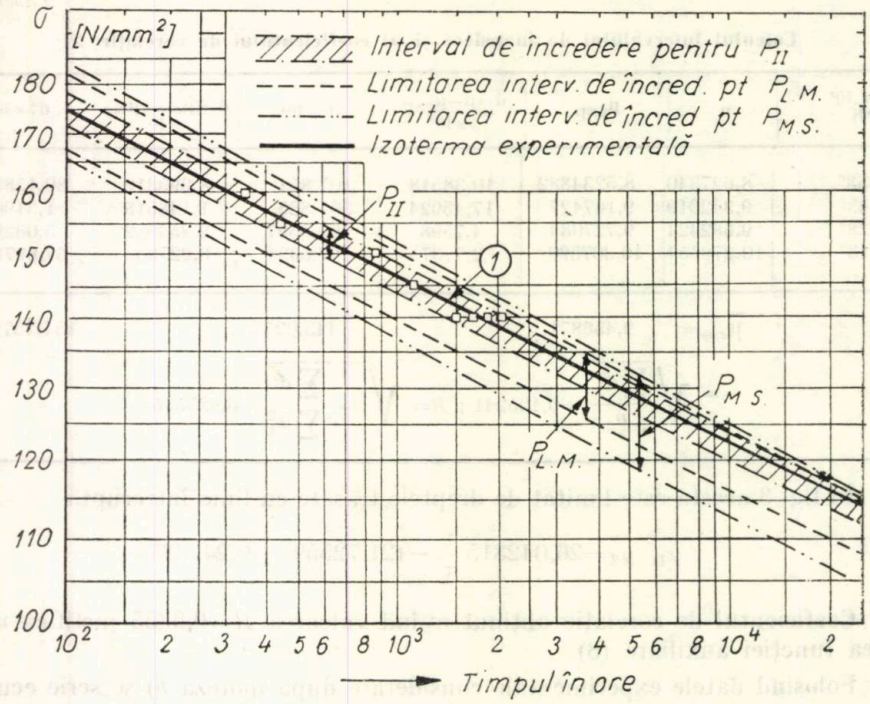


Fig. 4. Intervalele de încredere calculate pentru metodele P_{II}, Larson-Miller și Manson-Succop.

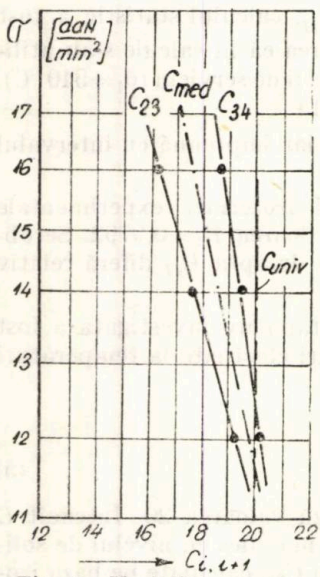


Fig. 5. Variația „constantei" Larson-Miller C_{23}, C_{34} și C_{med} cu solicitarea.

extrapolare la $\theta_1 = 540$ °C ($T_1 = 813$ °K), rezultă izoterma de extrapolare

$$\lg t\,|_{PLM} = \frac{T_2}{T_1}(\lg t_1 + C_{med}) = -12{,}226081 \lg \sigma + \\ +17{,}187330 \qquad (6)$$

Cu (6) s-a determinat $\sigma_{r/10\,000} = 119{,}8$ N/mm².

Izoterma (6) prezintă față de cea experimentală ① din tabelul 2 abateri mult mai mari decît cea dată de P_{II} (v. tabelul 7). Intervalul de încredere – trasat în fig. 4 – a rezultat mai larg, iar coeficientul de corelație $R\,|_{PLM} = 0{,}92774$ a rezultat mai mic decît în cazul metodei P_{II}.

3.3. Metoda de extrapolare Manson-Succop, admite paralelismul izostatelor corespunzătoare diferitelor temperaturi în sistemul de axe $T - \lg t$ [4], spre deosebire de metoda Manson-Haferd, care se bazează pe ipoteza existenței – în același sistem de axe – a unui punct comun de intersecție a tuturor izostatelor [7].

Pe baza ecuațiilor din tabelul 2 s-au calculat logaritmii duratelor și coeficientul C_0, care determină parametrul Manson-Succop : $P_{MS} = \lg t_i + C_0 T_i$ (7)

Din acesta s-a obținut izoterma de extrapolare $\lg t|_{PMS} = P_{MS} - C_0 T_1 = -11{,}693488 \lg \sigma + 16{,}52566$ (8), cu care s-a determinat $\sigma_{r/10\,000} = 122{,}1$ N/mm².

Tabelul 6

Tabel sinoptic al duratelor ($\lg t$) calculate din încercări la temperaturi superioare cu cele 3 metode (P_{II}, P_{LM}, P_{MS}). comparate cu duratele experimentale medii la temperatura de exploatare (Q_1=540 °C)

σ [N/mm²]	$\lg t_{exp\cdot med}$	$\lg t\|_{PII} = -12{,}757164 \text{ tg } \sigma + 17{,}853982$	$\lg t\|_{PLM} = -12{,}226081 \lg \sigma + 17{,}187330$	$\lg t\|_{PMS} = -11{,}693488 \text{ tg } \sigma + 16{,}52566$
160	2,5390761	2,492827	2,465669	2,445298
155	2,6433808	2,668726	2,634245	2,606531
150	2,9315423	2,850394	2,808349	2,773052
145	3,038220	3,038220	2,988357	2,945218
2,2353 s	±0,0973327	±0,1138616	±0,178947	±0,2465623
R	0,9791778	0,9713945	0,9277448	0,8576501

Observații. 1. Se menționează că s-a renunțat la valorile experimentale obținute din încercările efectuate la θ_4=585 °C deoarece acestea au dat abateri exagerate pentru izostatele respective.

Chiar și în cazul folosirii numai a datelor obținute la θ_3=570 °C și la θ_2=555 °C a rezultat — comparativ cu metoda P_{II} și metoda PLM — abaterea maximă pentru $\sigma_{r/10\,000}$, intervalul de încredere cel mai larg (fig. 4) și coeficientul de corelație minim $R|_{PMS} = 0{,}8576$.

2. În cele de mai sus, drept bază de comparație pentru calculul rezistenței de durată după diferite metode parametrice s-a luat izoterma experimentală pentru θ_1=540 °C, din tabelul 1 cu R_1=0,9792, care s-a extrapolat la un raport

$$K = \frac{\text{durata de extrapolare [h]}}{\text{durata maximă de încercare [h]}} = \frac{10\,000}{2\,080} = 4{,}80.$$

Deoarece $K<10$ extrapolarea făcută este admisă.

Rezultatele obținute pentru $\sigma_{r/10000}$ la θ_1=540 °C din izoterma experimentală și din cele corespunzătoare metodelor parametrice utilizate, precum și abaterile pentru durata de rupere corespunzătoare lui $\sigma_{r,t}$=122,1 N/mm² sînt sintetizate în tabelul 7.

Tabelul 7

	izoterma experimentală la 540 °C	P_{II}	P_{LM}	P_{MS}
$\sigma_{r/10\,000}$ [N/mm²]	122,1	121,9	119,8	117,8
$\frac{t_{exp}-t}{t_{exp}}$ [%] (pt. $t_{exp}=10^4$ h)	—	—2,27	—20,53	—34,4

4. Concluzie

Conform rezultatelor sintetizate în tabelul 7 se evidențiază faptul că în cazul oțelului conductei de abur viu examinate după o durată de exploatare de 64 843 ore, dintre cele 3 metode parametrice de extrapolare, metoda P_{II} a furnizat pentru rezistența de durată disponibilă $\sigma_{r/10\,000}$ valoarea cea mai apropiată de cea obținută din uzoterma experimentală.

BIBLIOGRAFIE

1. Rancu N., Tövissi L.: Statistica matematică cu aplicații în producție. Ed. Acad. RSR, București, 1963
2. Kovats L.: Metoda parametrică de extrapolare pentru calculul rezistenței tehnice de durată prin eliminarea constantei din relația Larson-Miller. Sesiunea de comunicări Instit. polit. Timișoara, mai 1977, pg. 274—283
3. Larson F. R., Miller S. A.: A Time-Temperature Relationship for Rupture and Creep Stresses. Transactions. ASME 74 (1952) pg. 765—775
4. Manson S. S., Succop G.: Stress-Rupture Properties of Inconel 700 and Correlation on the Basis of Several Time-Temperature Parameteres ASTM-STP 174 (1956), pg. 40—46
5. Kovats L.: Contribuții la studiul comportării la temperaturi ridicate a fontelor cu grafit nodular feritice elaborate în țară. Teză de doctorat. Instit. politehnic Timișoara 1976
6. Hajdu I., Kovats L., Cristuinea C., Ieremiciu Tr. Analiza metodelor actuale de extrapolare folosite la determinarea rezistenței tehnice de durată a unor metale termorezistente depuse prin sudare. Bul. științ. și tehnic al Instit. polit. Timișoara, Seria Mecanică, Tom 18(32) fasc. 2/1973 pg. 138—148
7. Manson S. S., Haferd A. M.: A Linear Time-Temperature Relation for Extrepolation of Creep and Stress Rupture Data NASA T.N. 2890 (1953)
8. Granacher I.: Zur Extrapolation der Zeitstandfestigkeit warmfester Stähle, Diss. Darmstadt, 1970
9. Stutzman M., Faber W.: Expression of Stress-Rupture Data with Functions Derived by the Least-Square Method Materials Reseatch and Standards, iunie 1961, pg. 460—464

BETRACHTUNGEN ÜBER DIE ABSCHÄTZUNG DER KRIECHVERSUCHE AN PROBEN AUS GEBRAUCHTEN FRISCHDAMPFLEITUNGEN

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit enthält die Bestimmung der Dauerstandfestigkeit $\sigma_{r/10000}$ bei der Temperatur $\theta_1=540$ °C eines Materials aus einer Frischdampfleitung von einer thermoelektrischen Zentrale nach einem Betrieb von 64843 Stunden.

Die Bestimmung von $\sigma_{r/10\,000}$ wurde durch Extrapolation der Versuchsergebnisse mit der direkten Methode und mit drei verschiedenen parametrischen Methoden erziehlt. Diese Methoden ergeben verschiedene Werte, wenn man als Grundwert $\sigma_{r/10\,000}=122{,}1$ N/mm^2, bestimmt durch die direkte Methode, nimmt (siehe Tebelle 7).

Anhand einer statistischen Analyse wurden die minimalen Abweichungen mit der Methode P_{II} und die maximalen Abweichungen mit der Methode P_{MS}, erhalten.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

CALCULUL STĂRII DE SOLICITARE ÎNTR-O CONDUCTĂ FLANŞATĂ PRINTR-O METODĂ DE DISCRETIZARE

DE

L. BOLEANŢU, AL. CORNUT, E. PECOL

1. Introducere

Este bine cunoscut faptul că flanşarea conductelor duce pe de o parte la rigidizarea acestora dar pe de altă parte prin introducerea unei solicitări de încovoiere, suplimentare, produce în zona limitrofă flanşării, apariţia unor tensiuni axiale de o valoare foarte ridicată.

Rezolvarea exactă a acestei probleme este dificilă. Literatura de specialitate [1] oferind soluţii aproximative doar pentru cazul în care este considerată acţiunea presiunii interioare neglijîndu-se efectul de încovoiere produs de fixarea flanşei.

Pentru cazul prezent în lucrarea [1] şi a verificărilor experimentale din lucrare [5] s-a găsit o bună suprapunere a datelor experimentale cu cele teoretice în zonele care nu erau în imediată apropiere a flanşei.

În zona din vecinătatea imediată a flanşei, verificarea experimentală fiind deosebit de dificilă s-a considerat necesară studierea stării de tensiune prin alte metode.

Dacă se analizează modul în care elementul de tub este solicitat în imediata vecinătate a unei flanşe, se pot decela următoarele componente :

1) presiunea interioară produce în urma rigidizării suplimentare cauzate de flanşă o solicitare de întindere în fibrele interioare ale tubului şi una de compresiune ale fibrelor exterioare. Această solicitare a fost analizată în lucrarea [1] ;

2) presiunea interioară produce şi o solicitare de întindere în direcţia axei tubului care va produce tensiuni uniform repartizate pe secţiunea tubului ;

3) fixarea flanşei cu ajutorul buloanelor, datorită poziţiei acestora se aproximează cu o solicitare de încovoiere uniform repartizată pe conturul flanşat al tubului.

În lucrarea de faţă s-a propus studierea elementului de tub în imediata vecinătate a flanşei prin metoda elementelor finite. Se pune problema găsirii unui model cît mai corect al legăturii flanşate pentru a se putea studia cu ajutorul metodei elementului finit modul de repartizare al tensiunilor produse de fiecare solicitare în parte, respectiv de toate împreună spre a se asigura o bază cît mai corectă muncii de dimensionare respectiv verificare a legăturilor flanşate.

În fig. 1 şi 2 a fost prezentată conducta flanşată de o formă idealizată care a servit ca bază a studiului din lucrarea de faţă.

Studiul a fost efectuat pe un tub flanşat avînd dimensiunile din fig. 2.

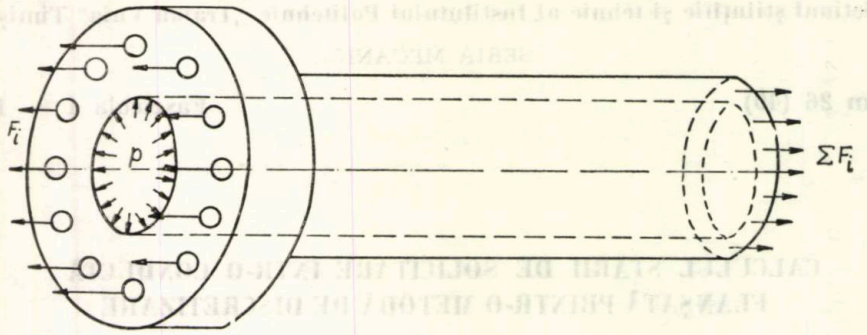


Fig. 1.

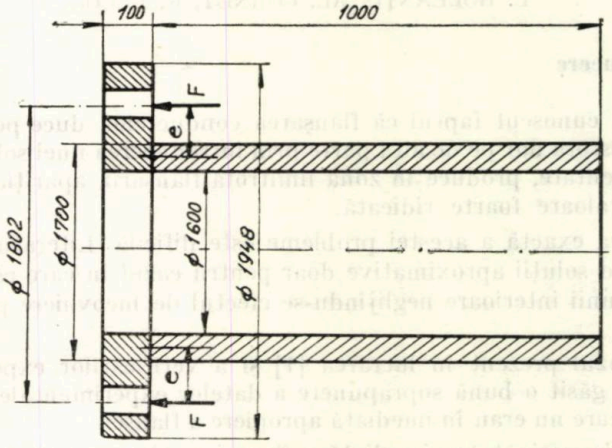


Fig. 2.

2. Discretizarea conductei flanșate

În prima etapă s-a făcut o comparație între tensiunile de tracțiune ce apar în fibrele exterioare ale conductei în două cazuri :

a) conducta fără flanșă,

b) aceeași conductă cu flanșă.

În fig. 3 s-au prezentat curbele de variație ale tensiunii de tracțiune din fibrele exterioare, constatîndu-se puternica influență de rigidizare a flanșei în condiții de solicitare.

În fig. 4 este reprezentat un element de tub decupat din zona de vecinătate a flanșei și tensiunile normale ce apar pe fețetele acestuia.

În cazul de față pe lîngă tensiunile σ_t o importanță deosebită vor avea tensiunile axiale σ_x [3].

Elementul finit izoparametric liniar utilizat de programul SAP IV, adaptat pe calculatorul Felix C-256 [4], asigură o bună precizie problemei propuse. Verificarea preciziei este asigurată prin intermediul tensiunii σ_r pentru care se cunosc condițiile limită și anume : $\sigma_r = -p$ în interiorul tubului, respectiv $\sigma_r = 0$, în exterior. Conducta flanșată a fost solicitată de o presiune interioară de 42 daN/cm^2. S-a considerat și forța axială produsă de această presiune și în mod implicit componente de încovoiere produse de fixarea prin buloane a flanșei.

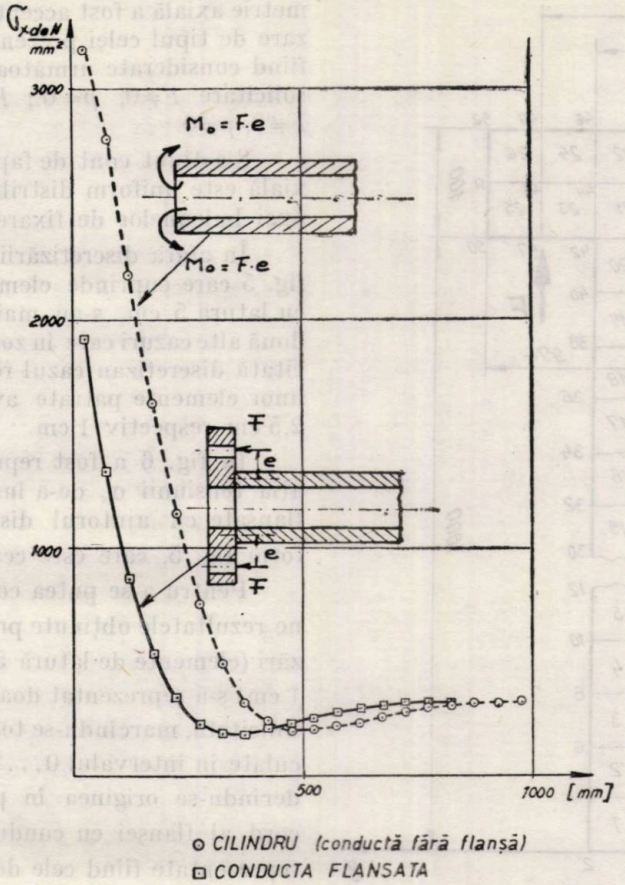

σx daN/mm²
3000
2000
1000
M₀ = F.e
M₀ = F.e
F
e
e
F
500
1000 [mm]
○ CILINDRU (conductă fără flanșă)
□ CONDUCTA FLANSATA

Fig. 3.

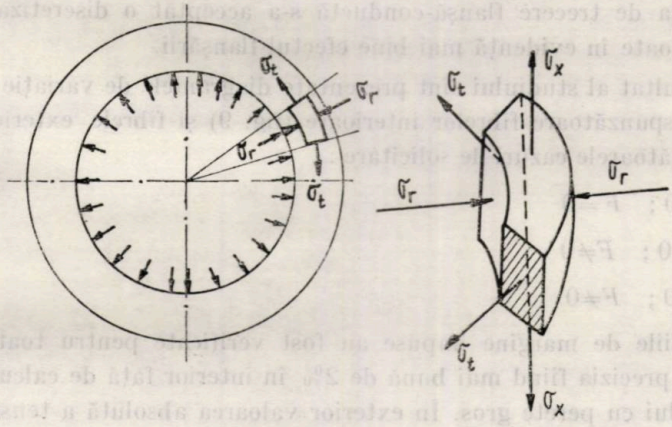

σt
σr
σr
σt
σx
σt
σr
σr
σt
σx

Fig. 4.

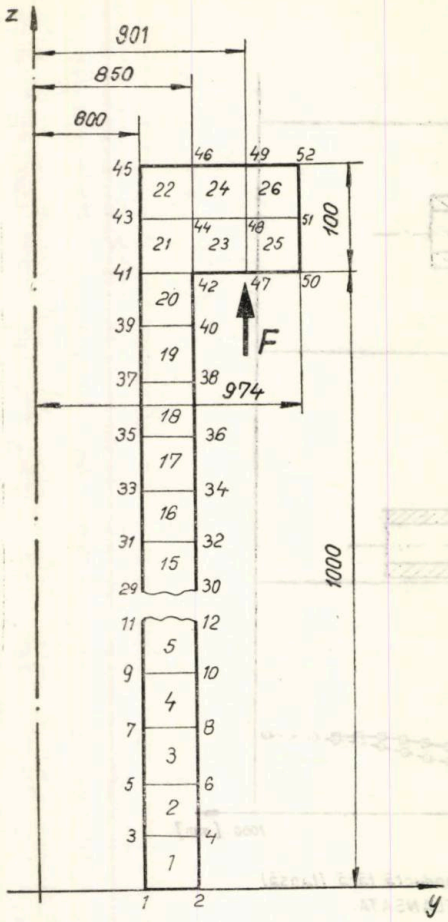


Fig. 5.

Întrucît solicitarea prezintă simetrie axială a fost acceptată o discretizare de tipul celei prezentate în fig. 5, fiind considerate următoarele cazuri de solicitare $F\neq0$, $p=0$; $F=0$, $p\neq0$ și $F\neq0$, $p\neq0$.

S-a ținut cont de faptul că forța axială este uniform distribuită la nivelul axei buloanelor de fixare.

În afara discretizării prezentate în fig. 5 care cuprinde elemente patratice cu latura 5 cm, s-au mai considerat și două alte cazuri care în zona cea mai solicitată discretizau cazul real cu ajutorul unor elemente patrate avînd latura de 2,5 cm respectiv 1 cm.

În fig. 6 a fost reprezentată variația tensiunii σ_x de-a lungul conductei flanșate cu ajutorul discretizării conform fig. 5, care este cea mai grosieră.

Pentru a se putea compara mai bine rezultatele obținute prin trei discretizări (elemente de latură 5 cm ; 2,5 cm și 1 cm) s-a reprezentat doar zona cea mai solicitată, marcîndu-se toate valorile calculate în intervalul 0...150 mm, considerîndu-se originea în punctul de racord al flanșei cu conducta, tensiunile reprezentate fiind cele de pe suprafața exterioară a cilindrului (fig. 7).

3. Optimizarea elementelor de discretizare

În etapa a doua, conducta flanșată a fost discretizată ca în fig. 8.

În zona de trecere flanșă-conductă s-a acceptat o discretizare mai fină, pentru a scoate în evidență mai bine efectul flanșării.

Ca rezultat al studiului sînt prezentate diagramele de variație ale tensiunilor σ_x corespunzătoare fibrelor interioare (fig. 9) și fibrele exterioare (fig. 10) pentru următoarele cazuri de solicitare :

a) $p\neq0$; $F=0$

b) $p=0$; $F\neq0$

c) $p\neq0$; $F\neq0$

Condițiile de margine impuse au fost verificate pentru toate elementele marginale, precizia fiind mai bună de 2% în interior față de calculul corespunzător tubului cu perete gros. În exterior valoarea absolută a tensiunii σ_r nu a

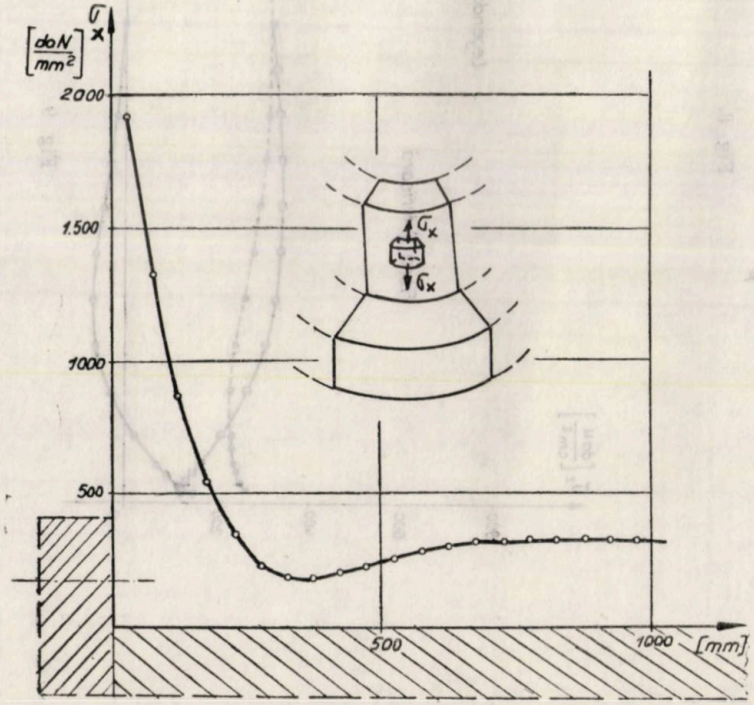

σx
daN/mm²
2000
1500
1000
500
σx
σx
500
1000
[mm]

Fig. 6.

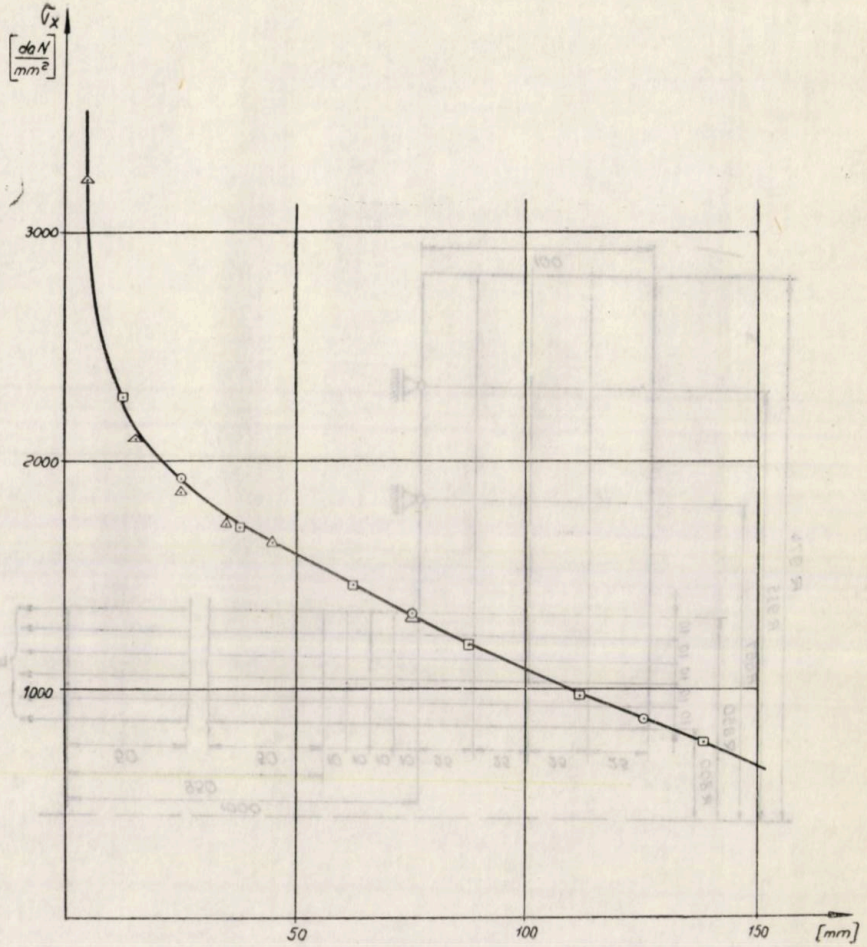

σx
daN/mm²
3000
2000
1000
50
100
150
[mm]
Caroiaj 5 cm
Caroiaj 2,5 cm
Caroiaj 1 cm

Fig. 7.

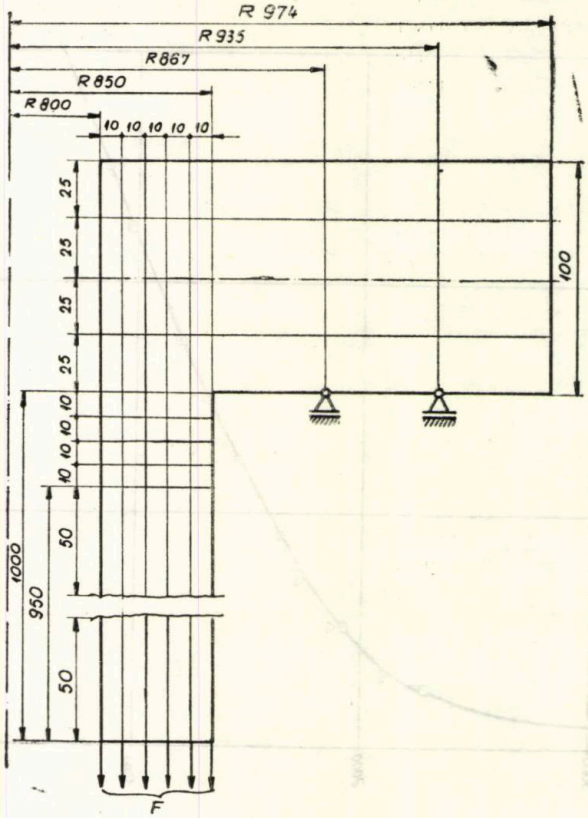

R 974
R 935
R 867
R 850
R 800
10 10 10 10 10
25
25
25
25
10 10 10 10
50
50
1000
950
100
F

Fig. 8.

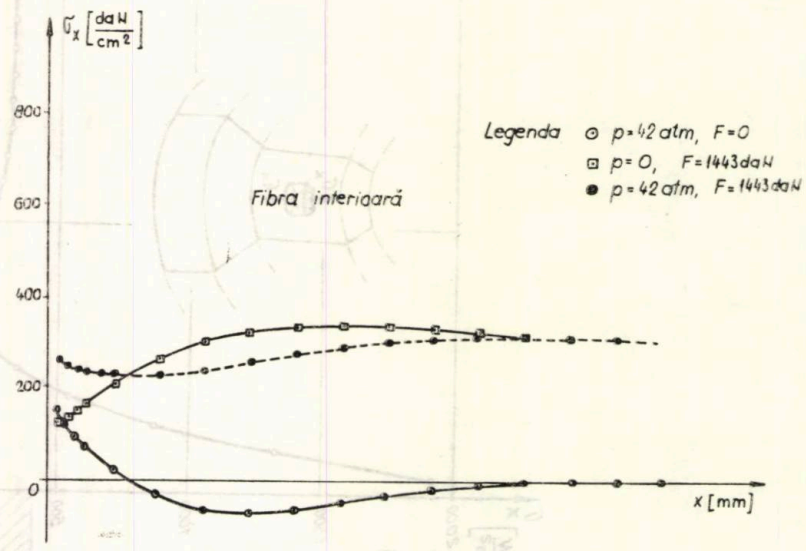

$\sigma_x \left[\frac{daN}{cm^2}\right]$
800
600
400
200
0
Fibra interioară
Legenda
p = 42 atm, F = 0
p = 0, F = 1443 daN
p = 42 atm, F = 1443 daN
x [mm]

Fig. 9.

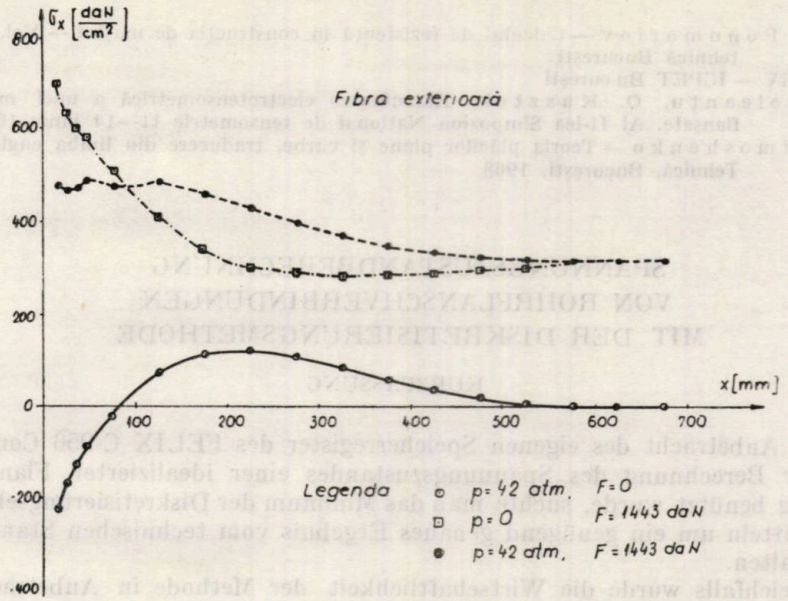


Fig. 10.

depășit valoarea absolută de 1,5 daN/cm² – mărime neglijabilă în raport cu valorile tensiunilor σ_t și σ_x.

Erori mai mari în determinarea lui σ_r s-au constatat, cum era și normal, în zona de trecere de la conductă la flanșă.

4. Concluzii

a) Tensiunile normale σ_x produse, în special în fibrele exterioare, datorită presiunii interioare separat sau de forțele axiale separat pot fi mai mari în valoare absolută decît valoarea rezultantă a tensiunii σ_x.

b) După cum se vede în fig. 9 și 10 în fibrele exterioare tensiunile produse de sarcina axială au semn pozitiv, iar cele produse de presiune au semn negativ. Ambele tensiuni depinzînd de configurația legăturii conductă-flanșă și de dimensiunile flanșei respectiv a conductei, rezultă că există bune posibilități de optimizare a ansamblului prin alegerea corespunzătoare a dimensiunilor conductei și a flanșei în funcție de solicitările la care ansamblul este supus.

c) Discretizarea fină în zona de racord conductă-flanșă ne dă posibilitatea de o mai bună cunoaștere a stării de tensiune.

d) Fenomenul deosebit de complex care a fost studiat parțial în această lucrare va trebui completat prin studii care să țină cont de modul în care participă la rigidizarea construcției existența unei contraflanșe cît și condițiile de deformare specifice introduse de existența acestora.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Fedosiev: Strength of Materials — Mir Publishers Moskov 1973
2. E. L. Wilson — Solid SAP — A static analysis program for three dimensional solid structures

3. S. D. Ponomariov — Calculul de rezistență în construcția de mașini — Vol. II, Ed. tehnică București
4. SAP IV — ICPET Bucureşti
5. L. Boleanţu, O. Kasztel: Examinarea electrotensometrică a unei membrane flanşate. Al II-lea Simpozion Naţional de tensometrie 11—14 iunie 1980
6. S. Timoshenko — Teoria plăcilor plane și curbe, traducere din limba engleză, Ed. Tehnică, București, 1968

SPANNUNGSZUSTANDBERECHNUNG VON ROHRFLANSCHVERBINDUNGEN MIT DER DISKRETISIERUNGSMETHODE

KURZFASSUNG

In Anbetracht des eigenen Speicherregister des FELIX C-256 Computers der zur Berechnung des Spannungszustandes einer idealizierten Flanschverbindung benützt wurde, suchte man das Minimum der Diskretisierungselemente zu ermitteln um ein genügend genaues Ergebnis vom technischen Standpunkt zu erhalten.

Gleichfalls wurde die Wirtschaftlichkeit der Methode in Anbetracht der Rechnungszeit, geprüft.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

ON THE CORRELATION BETWEEN J-INTEGRAL AND CRACK TIP OPENING DISPLACEMENT CHARACTERISTICS

BY

DRAGOŞ D. CIOCLOV

Research into fracture process has resulted in various fracture criteria which remain applicable even in the presence of nonlinear plastic effects. The criteria founded on the concepts of crack tip opening displacement (COD) [1] or the J — integral [2] fracture toughness are most successful in describing the fracture initiation i.e. the activation of a dominant crack growth or even the ultimate failure after a stage of stable crack growth.

In order to apply these criteria analytical methods relating the loading pattern and body geometry to the material fracture toughness characteristics are to be developed. Easy to apply relationships were obtained only in the framework of rather severe approximations such as those implied in the Dugdale-model [3]. According to this model a constant stress distribution amountig the material yield strength δ_y prevails in the crack — tip plastic enclave. Under these circumstances a simple relationship between δ_0 — the crack tip opening displacement and J-integral results : $J=\sigma_y\delta_0$.

In the general case the expression of J — integral is associated to a closed contour l around a crack of length a located in a nonlinear medium (figure 1) :

$$J=\int_l\left(w\,\mathrm{d}y-\vec{p}\frac{\partial\vec{D}}{\partial x}\,\mathrm{d}s\right) \tag{1}$$

where w — is the strain energy density, $\vec{p}$ and $\vec{D}$ are the tractions and displacements vectors on the contour l both related to the external normal of the ds element on the l — contour. It was proved by Rice [4] that J — integral is path independent amounting the rate of potential energy decreas at crack extension i.e. $J=-\frac{\partial U}{\partial a}$

The J — integral concept can be applied in conjunction with a more general Dugdale — type model by assuming a displacement dependent stress distribution $\sigma(\delta)$ in the crack tip plastic enclave. If the integration contour is choosen to correspond with the superior and inferior border of $\sigma(\delta)$ stress action (figure 2) then on this contour $dy\equiv 0$ so that from eq. (1) results ($\vec{D}=u\vec{i}+v\vec{j}$; $\vec{p}=\sigma_{xx}\vec{i}+\sigma_{yy}\vec{j}$) :

$$J=\int_l\sigma_{yy}\frac{\partial v}{\partial x}\,\mathrm{d}x=\int_l\sigma(\delta)\frac{\partial\delta}{\partial x}\,\mathrm{d}x=\int_l\frac{\partial}{\partial x}\left[\int_0^{\delta_0}\sigma(\delta)\,\mathrm{d}\delta\right]\mathrm{d}x=\int_0^{\delta_0}\sigma(\delta)\,\mathrm{d}\delta \tag{2}$$

where δ_0 is the crack tip opening displacement.

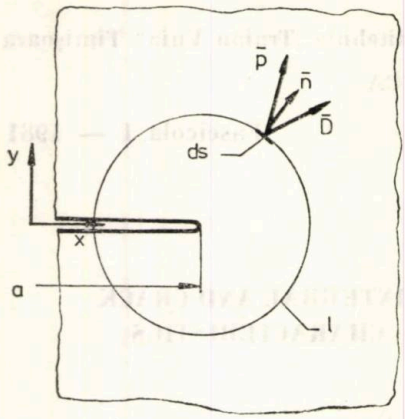


Fig. 1.

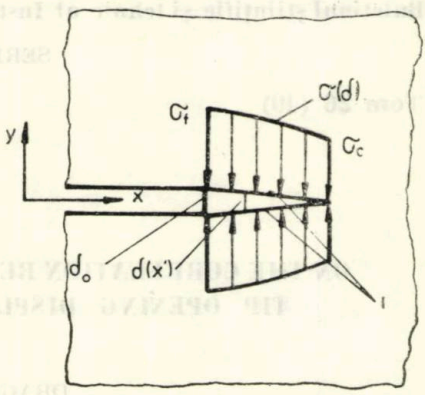


Fig. 2.

In order to make explicite the integral in eq. (2), a specific analytical expression for $\sigma(\delta)$ – stress distribution has to be known. Such expressions are difficult to obtain from the basical principles of the mechanics of nonlinear deformable media in particular from plasticity theories. Nevertheless, some approximations in accordance with the physical conditions prevailing in the crack tip plastic enclave can be introduced. Thus, it is reasonable to assume that at the inition of stable crack growth the near crack tip material ligament undergoes an unstable plastic deformation so that the tensile stress in this region, amount in essence, σ_f the true fracture stress, of the material. At this instance the critical COD corresponds in the crack-tip ligament, i.e for $\delta=\delta_0$ one has $\sigma=\sigma_f$; figure 2. For a more precise estimation, poliaxial effects due to lateral constraint on the crack front must to be accounted. For the purpose of present developments this effect will be neglected.

At the opposed end of the crack-tip plastic enclave a tensile stress amounting the yield strength prevails with a negligible small COD on the elastic-plastic interface i.e :

$$\delta=0 \text{ for } \sigma=\sigma_y.$$

In the plastic enclave, the stress variation as against the COD is assumed to be of sinusoidal form :

$$\frac{\sigma-\sigma_y}{\sigma_f-\sigma_y}=\sin\left(\frac{\pi}{2}\,\frac{\delta}{\delta_0}\right) \tag{3}$$

which satisfies the above mentioned physical conditions regarding the stress values at the ends of crack tip plastic enclave.

From the conjunction of eqs. (2) and (3) it results the correlations between the J – integral value and the COD at stable crack growth initiation

$$\frac{J_c}{\sigma_y}=\left[1+\frac{2}{\pi}\left(\frac{\sigma_f}{\sigma_y}-1\right)\right]\delta_0=A\,\delta_0 \tag{4}$$

It is to be remarked that for $\sigma_y=\sigma_f$ i.e. for Dugdale model $J=\sigma_y\delta_0$ with $A=1$. The $J-\delta_0$ correlation according to this sine-approximation model is linear. One notes that for materials with a pronounced plastic deformation capacity high σ_f/σ_y ratios and consequently proportionality factors A grater than unity corresponds in comparison with high strength brittle or quasi – brittle materials to which the proportionality factor A approaches unity.

Although the developed correlation is basically derived for the instant of stable crack growth initiation it is possible to hold also within a fair approximation up to this stage as well as in the incipient stage of stable crack growth.

The trend of experimental results seem to support this view as is shown in figure 3 where according to Robinson's experimets [5] the J — COD correlation for various steels and specimen geometries is illustrated.

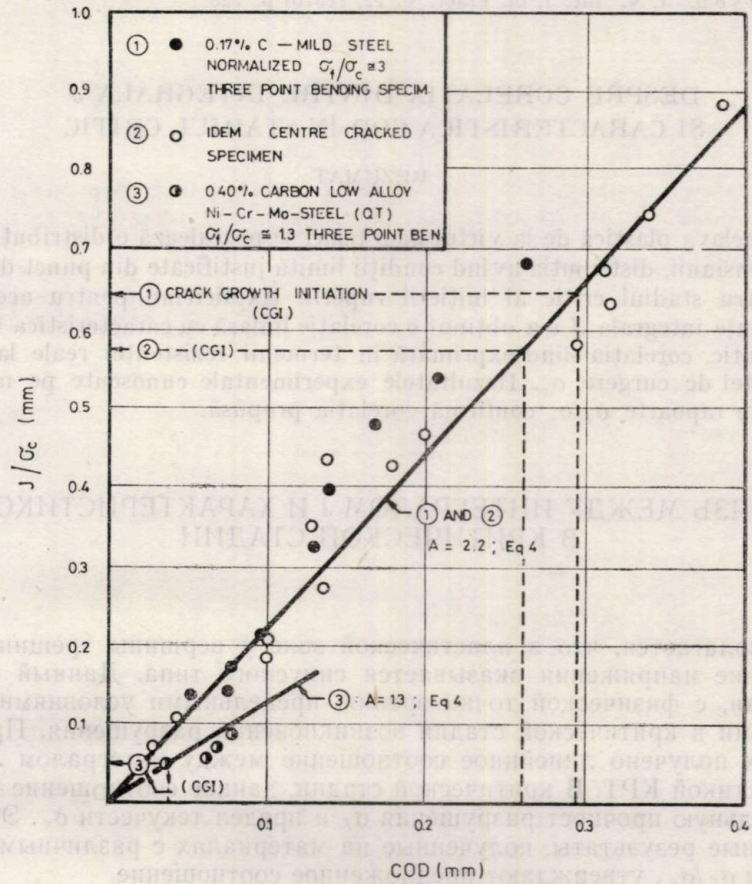


Fig. 3.

In conclusion, by postulating in the crack-tip plastic enclave a sine approximated stress distribution with physically substantiated limiting conditions at the plastic enclave ends, a correlation between J — integral and COD at fracture initiation was derived. The correlation of linear form in terms of true fracture strength and yield strength reflects in an overall form the dependence of J — COD correlation on the deformation capacity of the material. The proposed correlation can be an usful tool both in rationalizing the experimental results and in developing specific analytical relationships for fracture analysis of load carrying components.

REFERENCES

1. Wells, A: Proc. Crack Propagation Symposium, The College of Aeronautics, England 1, (1961). p—210
2. Begley, J.A; Landes, J.D; Fracture toughness, Proc. of the 1971. Nat. Symposium on Fracture Mechanics, ASTM STP 514 (1972) p. 1
3. Dugdale, D.S. J. Mech. Phys. of Solids. *8* (1960) p. 100
4. Rice, J.R. J. Appl. Mech. 35, (1968) p. 379
5. Robinson, J.N. Int. J. of. Fract. V. 12, (1976) p. 723

DESPRE CORELAȚIA DINTRE INTEGRALA *J* ȘI CARACTERISTICA COD ÎN STADIUL CRITIC

REZUMAT

În enclava plastică de la vîrful unei fisuri se postulează o distribuție de tip sinus a tensiunii, distribuția avînd condiții limită justificate din punct de vedere fizic pentru stadiul critic al inițierii ruperii. Explicitînd pentru aceste circumstanțe integrala *J* s-a obținut o corelație liniară cu caracteristica COD, în stadiul critic, corelația fiind exprimată în termenii rezistenței reale la rupere σ_f și limitei de curgere σ_c. Rezultatele experimentale cunoscute pe materiale cu diferite rapoarte σ_f/σ_c confirmă corelația propusă.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ИНТЕГРАЛОМ J И ХАРАКТЕРИСТИКОЙ В КРИТИЧЕСКОЙ СТАДИИ

Предполагается, что в пластической зоне у вершины трещины, распределение напряжения оказывается синусного типа. Данный гипотез обоснован, с физической точки зрения, предельными условиями, существуйщими в критической стадии возникновения разрушения. При этих условиях получено линейнное соотношение между интегралом J и характеристикой КРТ. В критической стадии, данное соотношение использует реальную прочност разрушения σ_f и предел текучести σ_c. Экспериментальные резуэьтаты, полученные на материалах с различными отношениями σ_f/σ_c, утверждают предложенное соотношение.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

CALCULUL SĂGEŢILOR PLĂCILOR PLANE CU AJUTORUL CALCULATORULUI FELIX C-256

DE

LAZĂR BOLEANŢU, GHEORGHE GHERMAN, IOAN ONCEAN

1. Introducere

Numeroase elemente de maşini, structuri de rezistenţă, construcţii au în alcătuirea lor plăci de diferite forme şi dimensiuni, calculul săgeţilor plăcilor devine o necesitate în cazul proiectării acestora.

Integrarea ecuaţiei diferenţiale a plăcilor Sophie Germain implică o serie de dificultăţi legate de găsirea unei funcţii care să satisfacă simultan condiţiile pe contur şi deformata plăcii la o încărcare exterioară dată.

Din aceste considerente, pentru probleme tehnice este suficientă o soluţie aproximativă. Ţinînd seama de aceasta autorii au elaborat un program de calcul a săgeţilor plăcilor prin metoda diferenţelor finite.

2. Considerente teoretice

Ecuaţia generală a deformatei plăcii se stabileşte în [1], [2], [3] şi are forma finală :

$$\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 W}{\partial x^2} y^2 + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} = \frac{P}{D} \tag{1}$$

În ecuaţia (1) se vor înlocui derivatele parţiale cu diferenţe finite utilizînd o reţea cu ochiuri egale ca cea din fig. 1. utilizînd expresiile derivatelor parţiale din [4], [5], [6].

După înlocuire ecuaţia (1) devine :

$$20\,W_k - 8\,(W_{k+1} + W_{k-1} + W_j) + 2\,(W_{1+1} + W_{1-1} + W_{j+1} + W_{j-1}) +$$

$$+ W_{k+2} + W_{k-2} + W_i + W_m = \frac{p^4}{D} \tag{2}$$

unde :

P_k — sarcina aferentă nodului K

$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ rigiditatea la încovoiere a plăcii.

Scriind ecuaţia (2) pentru fiecare nod al reţelei se obţine un sistem de ecuaţii cu atîtea necunoscute cîte noduri sînt.

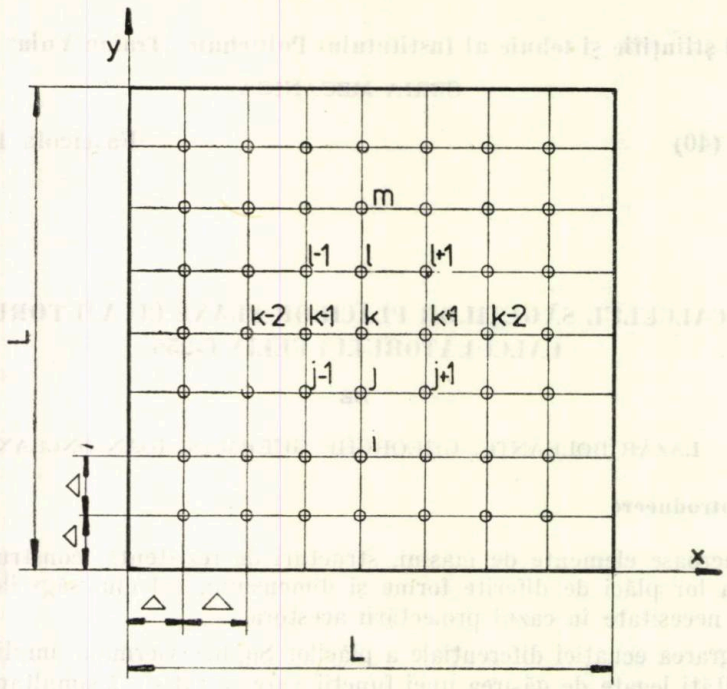


Fig. 1.

Rezolvînd sistemul de ecuații se determină valorile săgeților W_k.

În scrierea ecuației (2) trebuie ținut cont de condițiile la limită.

Pentru margini simplu rezemate condițiile sînt :

$$W_k=0 \text{ și } \frac{\partial^2 W}{\partial x^2}=0 \tag{3}$$

adică :

$$W_{k+1}=-W_{k-1} \tag{4}$$

Pentru margine încastrată avem :

$$W_k=0 \quad \text{și } \frac{\partial W}{\partial xk}=0 \tag{5}$$

adică :

$$W_{k+1}=W_{k-1} \tag{6}$$

Condițiile exprimate de relațiile (4) și (6) trebuie înțelese în sensul că dacă ar fi prelungită ipotetic dincolo de reazemul K s-ar obține deplasările exprimate de aceste ecuații. (fig. 2.)

3. Descrierea programului

Programul conceput de autori are ca scop rezolvarea cu ajutorul calculatorului electronic a calculului săgeților plăcilor. Programul este scris în limbaj

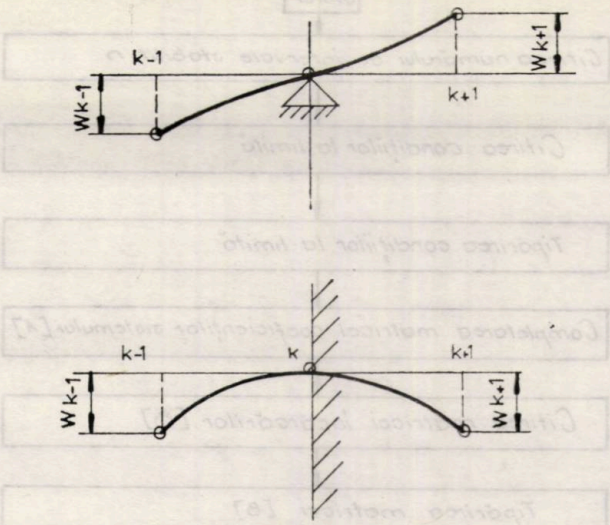


Fig. 2.

FORTRAN – avînd ca algoritm de calcul ecuația (2) – iar organigrama programului este prezentată în fig. 3.

Pentru calculul săgeților plăcilor este necesar a se introduce în calculator următoarele date :

- încărcarea plăcii p daN/cm^2 sau F daN
- grosimea plăcii H cm
- lungimea plăcii L cm
- modulul de elasticitate longitudinal al materialului plăcii E daN/cm^2
- coeficientul de contracție transversală a materialului plăcii M
- n – numărul de intervale în care se va împărți lungimea plăcii.
- condițiile de rezemare. $C\,(i,\ j)$

Pe baza acestor date se face scrierea automată a ecuației (2) pentru fiecare mod al rețelei, rezolvarea sistemului de ecuații și scrierea soluției sistemului, care reprezintă valoarea coeficientului Ck pentru deplasarea plăcii în nodul considerat.

Programul a fost testat pentru o placă pătrată încărcată cu sarcină uniform distribuită sau forță concentrată aplicată în mijlocul plăcii.

În toate cazurile latura plăcii a fost împărțită în număr egal de intervale $n=14$.

Valoarea săgeții unui punct K se găsește astfel :

$W_k = C_k \frac{pL^4}{D}$ – pentru încărcare cu sarcină uniform distribuită.

$W_k = C_k \frac{FL^2}{D}$ – pentru încărcare cu forță concentrată

unde :

L – latura plăcii

F ; p – încărcarea plăcii

D – rigiditatea la încovoiere

C_k – coeficient care exprimă valoarea săgeții funcție de poziția punctului pe placă.

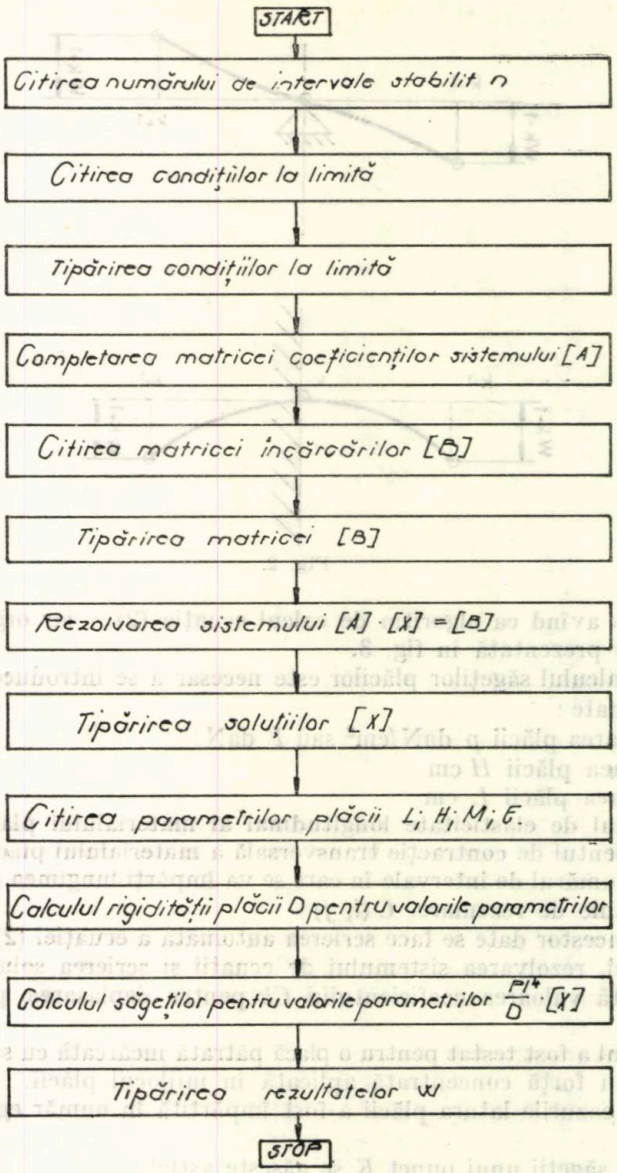


Fig. 3.

Valorile coeficienților C_k sînt date în tabelele 1, 2, 3, 4, 5, 6 pentru diferite cazuri de rezemare și încărcare. Tabelele 1, 2, 3, 4 ,5, 6, conțin valorile coeficienților *Ck* pentru un sfert de placă, celelalte valori se obțin prin simetrie. Acești coeficienți sînt scriși în nodurile rețelei de calcul, exprimînd astfel sugestiv valoarea săgeții.

4. Concluzii

Comparînd rezultatele din tabelele 1, 2, 3, 4, 5, 6, cu rezultatele exacte (1) obținute prin integrarea ecuației (1) se constată că eroarea este mai mică de 3%

ceea ce îndreptățește folosirea programului și pentru alte cazuri de încărcare și rezemare care nu pot fi rezolvate decît prin metode aproximative.

Metoda are avantajul că oferă o imagine de ansamblu a deformației plăcii întrucît se cunosc toate deplasările nodurilor rețelei.

Creșterea exagerată a numărului de noduri este însă limitată de memoria calculatorului.

Tabelul 1

Valorile săgeților pentru o placă pătrată simplu rezemată pe contur

Sarcina uniform distribuită pe toată suprafața

0,0002289	0,0004384	0,0006181	0,0007622	0,0008671	0,0009307	0,0009521
0,0004384	0,0008416	0,0011890	0,0014680	0,0016720	0,0017950	0,0018370
0,0006181	0,0011890	0,0016830	0,0020800	0,0023710	0,0025470	0,0026070
0,0007622	0,0014680	0,0020800	0,0025750	0,0029360	0,0031570	0,0032300
0,0008670	0,0016710	0,0023710	0,0029360	0,0033510	0,0036030	0,0036880
0,0009306	0,0017950	0,0025470	0,0031560	0,0036030	0,0038750	0,0039660
0,0009519	0,0018360	0,0026060	0,0032300	0,0036880	0,0039660	0,0040600

Tabelul 2

Forța concentrată la mijlocul plăcii

0,0004398	0,0008655	0,0012610	0,0016070	0,0018810	0,0020580	0,0021200
0,0008655	0,0017050	0,0024880	0,0031760	0,0037250	0,0040840	0,0042100
0,0012610	0,0024880	0,0036390	0,0046610	0,0054870	0,0060350	0,0062290
0,0016070	0,0031760	0,0046610	0,0059980	0,0071000	0,0078510	0,0081260
0,0018810	0,0037250	0,0054860	0,0071000	0,0094360	0,0094360	0,0098160
0,0020580	0,0040830	0,0060340	0,0087500	0,0094360	0,0106300	0,0111700
0,0021200	0,0042090	0,0062290	0,0081250	0,0098150	0,0111700	0,0119000

Tabelul 3

Valorile săgeților pentru o placă pătrată încastrată pe contur

Sarcina uniform distribuită pe toată suprafața

0,0000131	0,0000391	0,0000676	0,0000927	0,0001118	0,0001235	0,0001275
0,0000391	0,0001143	0,0001976	0,0002727	0,0003305	0,0003666	0,0003788
0,0000676	0,0001976	0,0003433	0,0004760	0,0005792	0,0006439	0,0006659
0,0000927	0,0002727	0,0004760	0,0006626	0,0008086	0,0009006	0,0009320
0,0001118	0,0003305	0,0005792	0,0008086	0,0009889	0,0011030	0,0011420
0,0001235	0,0003666	0,0006439	0,0009006	0,0011030	0,0012310	0,0012740
0,0001275	0,0003788	0,0006659	0,0009320	0,0011420	0,0012740	0,0013200

Tabelul 4

Forța concentrată la mijlocul plăcii

0,0000076	0,0000482	0,0001115	0,0001833	0,0002495	0,0002968	0,0003141
0,0000482	0,0001905	0,0003948	0,0062210	0,0008314	0,0009811	0,0010360
0,0001115	0,0003948	0,0007865	0,0012190	0,0016200	0,0019100	0,0020180
0,0001833	0,0006221	0,0012190	0,0018800	0,0025020	0,0029650	0,0031440
0,0002425	0,0008314	0,0016200	0,0025020	0,0033550	0,0040200	0,0042980
0,0002968	0,0009811	0,0019100	0,0029650	0,0040200	0,0049030	0,0053310
0,0003141	0,0010360	0,0020180	0,0031440	0,0042980	0,0053310	0,0059640

Tabelul 5

Valorile săgeţilor pentru o placă pătrată cu două laturi încastrată şi celelalte două laturi rezemate

Sarcina uniform distribuită pe toată suprafaţa

0,0000490	0,0000901	0,0001221	0,0001457	0,0001618	0,0001711	0,0001741
0,0001416	0,0002653	0,0003652	0,0004408	0,0004933	0,0005240	0,0005341
0,0002463	0,0004657	0,0006466	0,0007857	0,0008833	0,0009409	0,0009600
0,0003434	0,0006527	0,0009110	0,0011120	0,0012540	0,0013380	0,0013660
0,0004205	0,0008015	0,0011220	0,0013730	0,0015510	0,0016580	0,0016930
0,0004695	0,0008964	0,0012570	0,0015400	0,0017420	0,0018630	0,0019030
0,0004863	0,0009290	0,0013030	0,0015980	0,0018080	0,0019340	0,0019750

Tabelul 6

Forţa concentrată la mijlocul plăcii

0,0000745	0,0001497	0,0002247	0,0002961	0,0003578	0,0004008	0,0004164
0,0002499	0,0005005	0,0007486	0,0009835	0,0011850	0,0013260	0,0013770
0,0004795	0,0009604	0,0014370	0,0018910	0,0022840	0,0025610	0,0026640
0,0007197	0,0014440	0,0021660	0,0028630	0,0034790	0,0039270	0,0040990
0,0009298	0,0018960	0,0028160	0,0037460	0,0045950	0,0052450	0,0055150
0,0010740	0,0022680	0,0034370	0,0043820	0,0054350	0,0063010	0,0067210
0,0011250	0,0021630	0,0032710	0,0046210	0,0057740	0,0067900	0,0074150

BIBLIOGRAFIE

1. S. Timoshenko — Teoria plăcilor plane şi curbe. Ed. tehnică 1968
2. S. B. Ponomoriov şi colab. — Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini vol II Ed. tehnică 1965
3. A. Caracostea — Manual pentru calculul construcţiilor, Ed. tehnică 1977.
4. L. Boleanţu — Curs de rezistenţa materialelor. Institutul Politehnic „Tr. Vuia" Timişoara 1976
5. M. G. Salvadori, M. L. Baron — Metode numerice în tehnică. Ed. tehnică 1972.
6. Mircea Soare — Aplicarea ecuaţiilor cu dif. finite la calculul plăcilor curbe subţiri. Ed. Academiei 1968.

CALCULATION OF THE FLAT PLATES CAMBER WITH THE HELP OF THE COMPUTER FELIX C-256

SUMMARY

The work prezents an application of the finite differences method to the integration of the differential equation of the flat plates.

With this purpose in mind, the authors have elaborated a calculation program whose logical diagram and mode of exploitation are presented in this work. The work also comprises the rezults of the program development for six (6) cases of resting – loading of a flat aqnare plate.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

STUDIUL POSIBILITĂŢII DE OPTIMIZARE A FORMEI BIELEI UNUI MOTOR DIESEL NAVAL

DE

T. RAICA, S. MASTACAN, D. BĂCUŞ, I. MARNEA

1. Introducere

În lucrare se prezintă rezultatele studiilor efectuate în vederea determinării repartiţiei tensiunilor şi a optimizării formei, pentru biela unui m.a.c. naval, semirapid, supraalimentat. În acest scop s-a efectuat analiza dimensională şi calculul eforturilor din bielă cu ajutorul calculatorului Felix C-256.

Ţinînd cont de puterea mare a motorului (1 000 CP/cil), de forţele din mecanismul motor, de mărimea bielei, (1 400 mm lungime, 593 kg) s-a adoptat o formă constructivă corespunzătoare, care satisface din toate punctele de vedere cerinţele impuse de funcţionarea motorului.

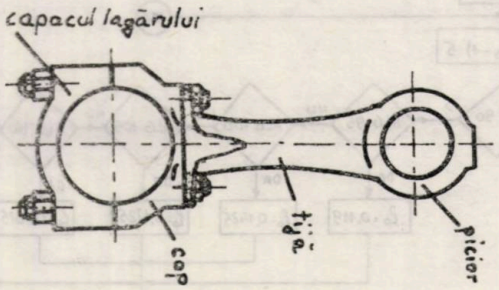


Fig. 1.

Astfel pentru o prelucrare uşoară, la dimensiunile mari pe care le are, biela este alcătuită din trei părţi (picior+ tijă, cap şi capacul bielei), fig. 1, asamblate cu ajutorul unor prezoane cu piuliţă, cu o secţiune a tijei de formă eliptică. De asemenea ţinînd cont de faptul că forţa gazelor e mult mai mare decît forţa de inerţie a grupului piston s-a recurs la un picior cu secţiune variabilă, cu suprafaţa de contact mai mare în direcţia în care acţionează forţa gazelor.

Din cauza formei complicate a bielei s-a admis o serie de ipoteze simplificatoare în privinţa formei şi a modului de aplicare a sarcinii, astfel că rezultatele au un caracter convenţional.

Analiza dimensională a scos în evidenţă faptul că dimensiunile relative ale bielei se încadrează în limitele indicate în literatura de specialitate pentru motoare de acelaşi tip.

S-a efectuat şi un calcul la vibraţii în planul de oscilaţie al bielei şi a rezultat că vibraţiile care apar în bielă nu sînt periculoase, frecvenţa oscilaţiilor proprii depăşind cu mult frecvenţa impulsurilor.

2. Calculul de verificare

Pentru calculul tensiunilor din bielă s-au întocmit patru programe în limbaj FORTRAN pentru : piciorul bielei, tija, capul şi şuruburile de bielă. Tensiunile s-au calculat ţinînd seama de caracteristicile geometrice reale ale secţiunilor considerate.

2.1. Calculul piciorului bielei

Piciorul bielei este supus la următoarele solicitări :

— solicitarea produsă de forța de întindere, respectiv forța de inerție a grupului piston ;

— solicitarea produsă de forța de compresiune corespunzătoare presiunii maxime a gazelor ;

— solicitarea mecanică și termică produsă de bucșă.

Ordinograma de calcul pentru piciorul bielei

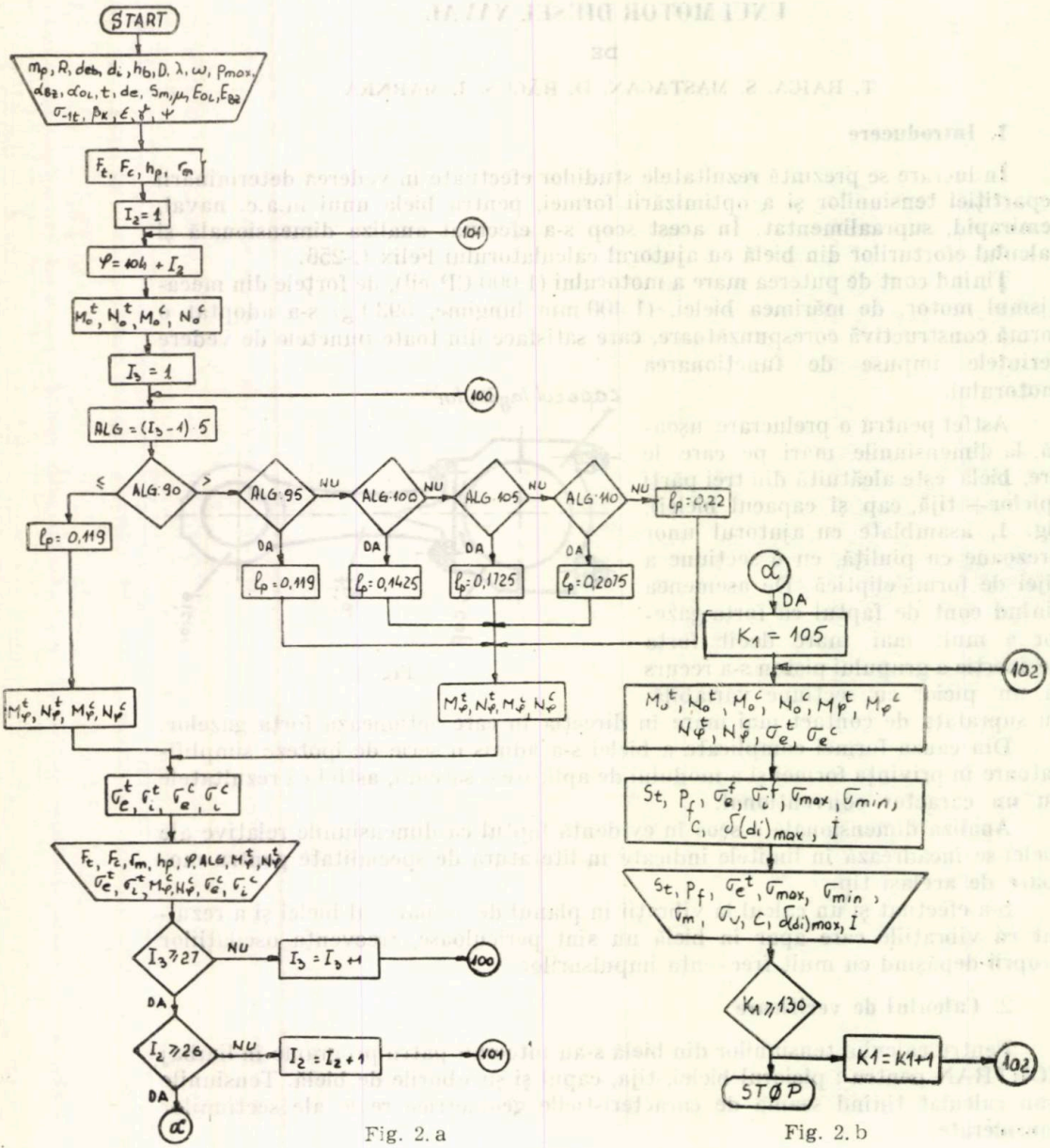


Fig. 2. a

Fig. 2. b

2.1.1. *Solicitarea produsă de forța de întindere* (F_t). Tensiunile s-au determinat în următoarele ipoteze : piciorul bielei se consideră o grindă curbă de secțiune variabilă, încastrată în secțiunea de racordare a piciorului cu tija ; forța de întindere este repartizată uniform pe jumătatea superioară a piciorului.

2.1.2. *Solicitarea produsă de forța de compresiune* (F_c). Forța maximă de compresiune corespunde forței maxime a gazelor micșorată de forța de inerție maximă a grupului piston. În acest caz se admite că forța (F_c) se distribuie pe jumătatea inferioară a piciorului după o lege sinusoidală.

2.1.3. *Solicitarea produsă de bucșă*. Ansamblul picior bucșă se asimilează cu un sistem format din două tuburi fretate, confecționate din materiale diferite. Pentru solicitările de la punctele 2.1.1, 2.1.2, 2.1.3, s-a întocmit un program de calcul a cărui ordinogramă se prezintă în fig. 2.

S-au folosit relațiile de calcul din tabela 16.2. [2] Programul urmărește optimizarea unghiului de racordare dintre picior și tijă. În acest scop s-a modificat unghiul de încastrare în trepte de 1° de la 105° la 130° și s-a urmărit variația tensiunilor din diferite secțiuni ale piciorului pentru trepte de 5°, în fibrele exterioare, respectiv interioare, în intervalul $\varphi = 0 - 130°$.

Cu ajutorul programului s-au calculat tensiunile în fibrele exterioare și interioare (σ_e^t) și (σ_i^t) pentru forța de întindere (F_t), respectiv tensiunile (σ_e^c), (σ_i^c) pentru forța de compresiune (F_c) și coeficinetul de siguranță la oboseală (c).

În fig. 3 s-a reprezentat variația tensiunilor în fibrele exterioare (σ_e^t) în funcție de unghiul de așezare al secțiunii ($\varphi = 0 - 130°$), având ca parametru unghiul de încastrare ($\varphi_I = 105$; 110 ; 115 ; 120 ; 125 ; 130°).

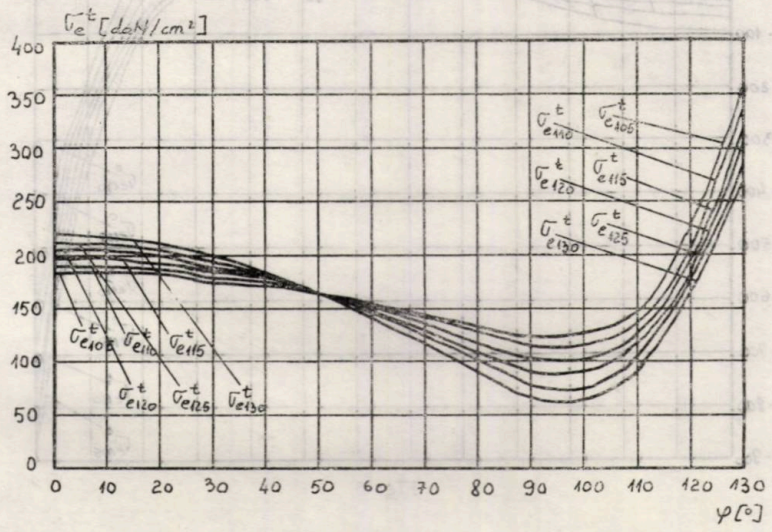


Fig. 3.

În fig. 4 s-a reprezentat, în aceleași condiții ca în fig. 3, variația tensiunilor în fibrele interioare (σ_i^t).

În figurile 5 și 6 s-a reprezentat, în aceleași condiții ca în fig. 3, variația tensiunilor în fibrele exterioare (σ_e^c), respectiv interioare (σ_i^c).

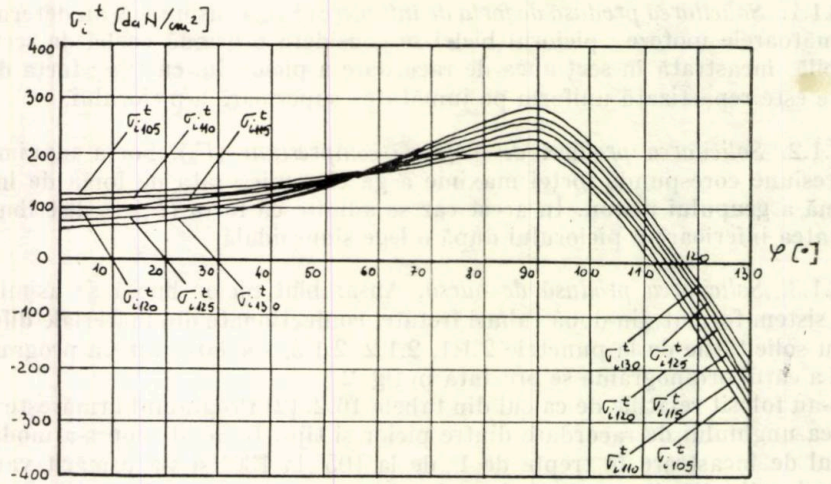


Fig. 4.

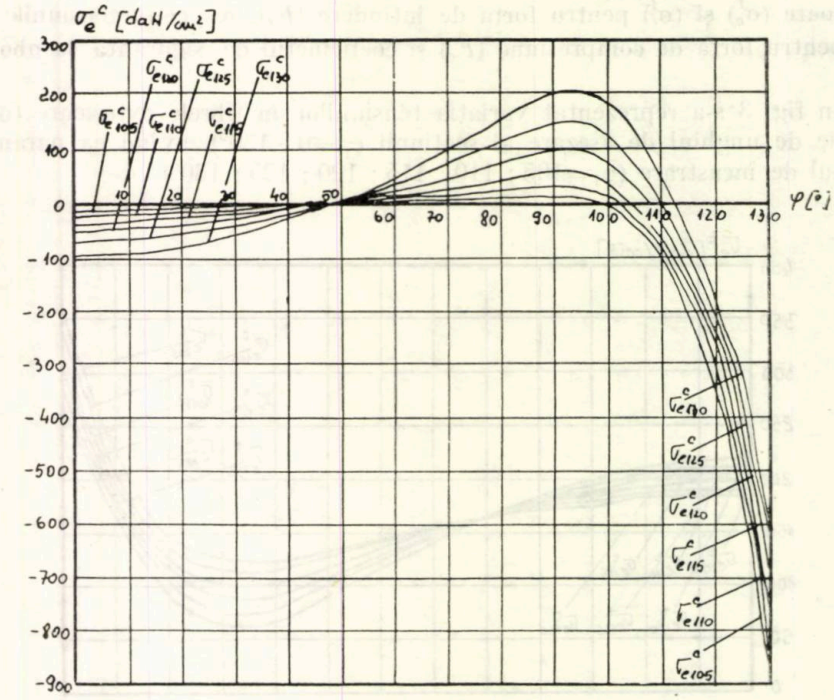


Fig. 5.

În fig. 7. *a* s-a reprezentat variația tensiunilor din piciorul bielei (σ_i^t), (σ_e^t) pentru forța (F_t) și în fig. 7.*b* variația tensiunilor (σ_i^c), (σ_e^c) pentru forța (F_c) și pentru unghiul de încastrare optim $\varphi_I = 125°$.

Se constată următoarele :

— tensiunile (σ_e^t) și (σ_i^t) din piciorul bielei produse de forța (F_t), variază cu secțiunea considerată ;

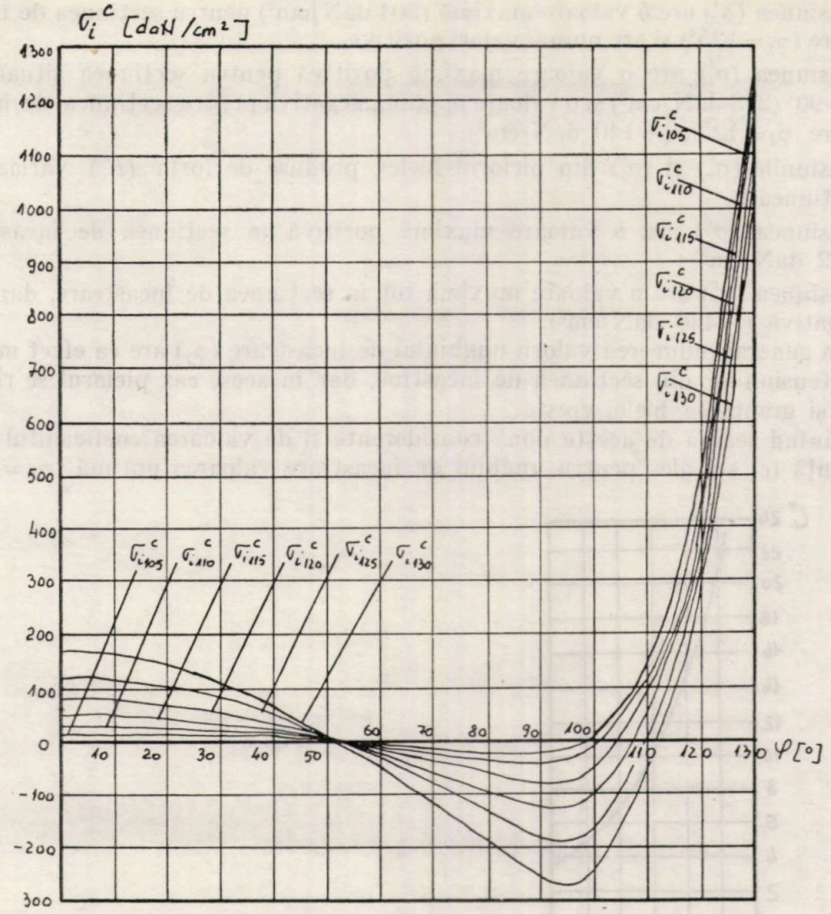

σ_i^c [daN/cm²]
1300
1200
1100
1000
900
800
700
600
500
400
300
200
100
0
-100
-200
300
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
130
φ[°]
σ_{i105}^c
σ_{i110}^c
σ_{i115}^c
σ_{i120}^c
σ_{i125}^c
σ_{i130}^c

Fig. 6.

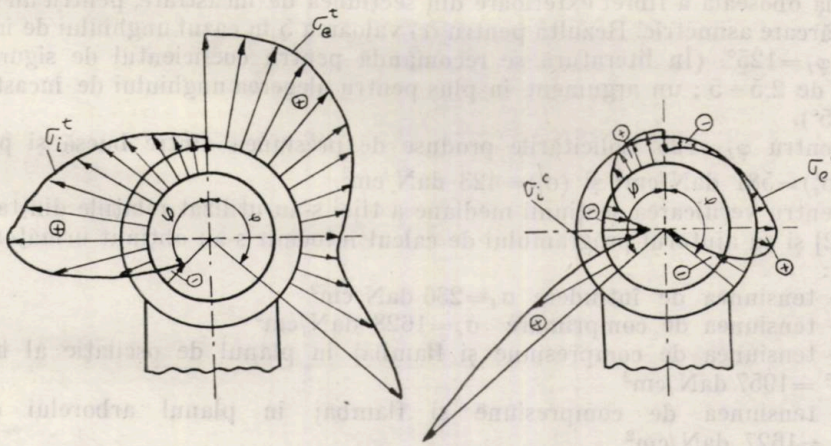

σ_e^t
σ_i^t
σ_i^c
σ_e^c

Fig. 7.

– tensiunea (σ_e^t) are o valoare maximă (304 daN/cm^2) pentru secțiunea de încastrare ($\varphi_I = 125°$) și are numai valori pozitive ;

– tensiunea (σ_i^t) are o valoare maximă pozitivă pentru secțiunea situată la $\varphi = 90°$ (273 daN/cm^2) și o valoare maximă negativă pentru secțiunea de încastrare $\varphi_I = 125°$, (-140 daN/cm^2).

– tensiunile (σ_e^c) și (σ_i^c) din piciorul bielei, produse de forța (F_c) variază cu secțiunea ;

– tensiunea (σ_i^c) are o valoare maximă pozitivă în secțiunea de încastrare (662 daN/cm^2) ;

– tensiunea (σ_e^c) are o valoare maximă tot în secțiunea de încastrare, dar este negativă (-446 daN/cm^2).

În general reducerea valorii unghiului de încastrare (φ_I) are ca efect micșorarea tensiunilor din secțiunea de încastrae, dar în acest caz piciorul se rigidizează și greutatea bielei crește.

Ținînd seama de aceste două considerente și de valoarea coeficientului de siguranță (c) s-a ales pentru unghiul de încastrare valoarea optimă $\varphi_I = 125°$.

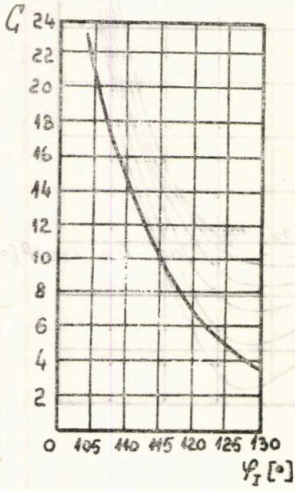


Fig. 8

În fig. 8 se prezintă variația coeficientului de siguranță (c) pentru solicitarea la oboseală a fibrei exterioare din secțiunea de încastrare, pentru un ciclu de încărcare asimetric. Rezultă pentru (c) valoarea 5 în cazul unghiului de încastrare $\varphi_I = 125°$. (În literatură se recomandă pentru coeficientul de siguranță valori de 2,5 – 5 ; un argument în plus pentru alegerea unghiului de încastrare de 125°).

Pentru $\varphi_I = 125°$ solicitările produse de presiunea dintre bucșă și picior sînt (σ_e^t) = 581 daN/cm^2 și (σ_i^t) = 423 daN/cm^2.

Pentru verificarea secțiunii mediane a tijei s-au utilizat relațiile din tabela 16.4 [2] și cu ajutorul programului de calcul întocmit s-au obținut următoarele valori :

– tensiunea de întindere $\sigma_t = 236$ daN/cm^2
– tensiunea de comprimare $\sigma_c = 1628$ daN/cm^2
– tensiunea de compresiune și flambaj în planul de oscilație al bielei $\sigma° = 1957$ daN/cm^2
– tensiunea de compresiune și flambaj în planul arborelui cotit $\sigma = 1627$ daN/cm^2
– coeficientul de siguranță $C = 2{,}1$

Pentru capul bielei și pentru șuruburile de îmbinare ale bielei s-au întocmit programe de calcul după relațiile din tabela 16.5 [2] respectiv 16.6 [2].

Pentru capul bielei s-a obținut o tensiune în fibra interioară $\sigma = 100$ daN/cm^2, iar pentru șurubul de bielă un coeficient de siguranță $C = 3$.

Deformația piciorului și a capacului bielei provocată de forțele din mecanismul motor se încadrează în limitele prescrise de literatura de specialitate. Valorile tensiunilor calculate sînt situate în toate cazurile în limitele prescrise de literatura de specialitate. De asemenea și coeficienții de siguranță calculați corespund datelor din literatură.

3. Concluzii

– Programele de calcul întocmite pentru calculatorul Felix C-256 au permis stabilirea eforturilor în diferite secțiuni ale bielei. Valorile obținute prin calcul pentru eforturile unitare și coeficienții de siguranță se încadrează în limitele prescrise de literatura de specialitate.

– Pe baza analizei valorilor obținute pentru tensiunile din diferite secțiuni ale piciorului bielei se recomandă adoptarea unui unghi de încastrare (φ_1) de 125°, care satisface atît sub aspectul valorilor tensiunilor cît și al rigidității.

– Forma complicată a bielei impune ca rezultatele calculelor să fie verificate prin metode experimentale.

BIBLIOGRAFIE

1. Bănărescu, M. — Motoare cu ardere internă, vol. II, București, E.T., 1959
2. Grünwald, B. — Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere, București, E.D.P., 1969
3. Vanseidt, V. A. — Motoare diesel, București, E.T., 1959
4. * * * — Notița tehnică a motorului L 52/55 A

STUDIUM DER OPTIMISIERUNG DER FORM EINER PLEUEL EINES SCHIFFDIESELMOTORS

KURZFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse eines Studiums über eine Pleuel eines Schiffdieselmotors widergegeben. Zu diesem Zweck wurden die Spannungen in der Pleuel mit Hilfe eines Elektronenrechners Felix C-256 berechnet.

Für das obere Pleuelauge, deren Querschnitt veränderlich ist, wurde der Einspannungswinkel zwischen 105 – 130° stufenweise mit 1° abgeändert. Es wurden die Spannungen in den Querschnitten entsprechend dem Winkel berechnet, die sich von 5 in 5° zwischen 0 und 130° ändern.

Hierbei wurde ein optimaler Einspannungswinkel von 125° erhlaten.

Buletinul ştiinfific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

ELABORAREA DIAGRAMEI i-x PENTRU COMBUSTIBILI ROMÂNEŞTI FOLOSIŢI ÎN M.A.S. CU CARBURATOR ŞI FOLOSIREA EI LA CALCULUL STĂRII AMESTECULUI ÎN CARBURATOR

DE

D. IORGA, V. BERINDEAN

1. Introducere

Funcţionarea normală a instalaţiei de alimentare cu combustibil este o cerinţă fundamentală a funcţionării motorului ; abaterile de la dozajul normal al amestecului influenţează negativ atît durata de exploatare a motorului cît şi economia de combustibil. Acest ultim aspect este legat de una din cele mai actuale probleme pe plan naţional şi mondial, aceea a crizei de energie. De aceea sînt justificate în prezent toate eforturile care se fac pentru mărirea eficienţei utilizării resurselor energetice exploatate, găsirea de surse noi sau înlocuitoare precum şi ridicarea performanţelor agregatelor termice deci şi a motoarelor cu ardere internă. Cunoaşterea corespunzătoare a proprietăţilor fizico-chimice a combustibililor, a proceselor de formare şi dozare a amestecului între cilindrii motorului la diverse regimuri de exploatare, poate permite optimizări ce se pot solda cu economii de combustibili şi lubrifianţi. De remarcat că în acest sens, sînt luate în considerare pe plan mondial (Franţa, S.U.A) orice modificări aduse motorului sau lubrifianţilor şi combustibililor ce reduc cu 2—3% consumul actual [11].

În plus realizarea unui amestec omogen aer-combustibil corespunzător cu încărcarea motorului, are ca rezultat o ardere completă, astfel că în gazele evacuate se va reduce cantitatea de substanţe nocive, factor important în lupta pentru protejarea mediului înconjurător.

Formarea amestecului omogen într-un m.a.s. cu carburator este un proces complex, care cuprinde atît dozarea corespunzătoare a cantităţii de combustibil şi aer cît şi pulverizarea şi vaporizarea combustibilului în carburator şi pe conducta de admisiune. Picăturile şi pelicula de combustibil formată pe peretele conductei de admisiune se vaporizează treptat în contact cu aerul într-un proces de schimb de căldură şi de substanţă. Asemănarea între acest proces cu procesul de răcire al apei în turnurile de răcire sau de uscare, a dus la ideea folosirii unei diagrame $i-x$ [3], [5], pentru amestecul combustibil — aer, asemănătoare cu diagrama $i-x$ (Mollier), pentru amestecul aer-vapori de apă (aer umed). Elaborarea unei astfel de diagrame şi utilizarea ei pentru calculul stărilor amestecului pe traseul de admisiune în motor, constituie tema lucrării de faţă.

2. Relații de calcul

2.1. *Relații generale.* Unele ipoteze de calcul și relații, folosite la ridicarea diagramei $i-x$ pentru aerul umed, vor fi folosite și pentru calculul diagramei $i-x$ a amestecului combustibil-aer, în plus se vor folosi și relații impuse de compoziția combustibilului. Astfel amestecul aer-vapori de apă, în cazul aerului umed, s-a considerat un amestec de gaze ideale, deoarece vaporii de apă se găsesc la o presiune parțială redusă (cîțiva torr), amestec căruia i se pot aplica legile amestecurilor ideale (Dalton, Amagat). Așa cum este cunoscut, benzina este un amestec de hidrocarburi, cu temperaturi de fierbere diferite la aceeași presiune, fapt de care trebuie ținut seama în calculul diagramei $i-x$.

Considerînd amestecul aer-vapori de combustibil ca un amestec ideal, presiunea vaporilor de combustibil în amestec, este :

$$p_v = p_1 + p_2 + \ldots + p_{iv} = \sum_{i=1}^{n} p_{iv} \tag{1}$$

unde :

p_v — presiunea vaporilor de combustibil [N/m²] ;
p_{iv} — presiunea parțială vaporilor fiecărei componente [N/m²].

Deoarece în carburator și pe conducta de admisie, fiecare componentă a combustibilului se poate găsi atît în faza lichidă cît și în faza gazoasă, pentru amestecul de hidrocarburi, constituiente ale combustibilului se introduc următoarele notații :

$$\psi_i = \frac{m_i/M_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i/M_i} = \frac{n_i}{n} \tag{2}$$

— participarea molară a componentei i în amestec,

unde :

m_i — masa componentei i ;
M_i — masa molară a componentei i.

$$\psi_{il} = \frac{m_{il}/M_i}{\sum_{i=1}^{n} m_{il}/M_i} = \frac{n_{il}}{n_l} \tag{3}$$

— participarea molară a componentei i, în faza lichidă

$$\psi_{iv} = \frac{m_{iv}/M_i}{\sum_{i=1}^{n} m_{iv}/M_i} = \frac{n_{iv}}{n_v} \tag{4}$$

— participarea molară a componentei i, în faza de vapori

$$\psi_l = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_{il}/M_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i/M_i} = \frac{n_l}{n} \tag{5}$$

— participarea molară a fazei lichide în amestec

$$\psi_v = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_{ia}/M_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i/M_i} = \frac{n_v}{n} \tag{6}$$

— participarea molară a fazei de vapori în amestec

unde :

m_{il}, n_{il} – masa componentei, i, în stare lichidă, respectiv numărul de moli ;

m_i , n_i – masa componentei, i, în stare gazoasă respectiv numărul de moli.

Deoarece pe traseul de aspirație cantitatea de aer uscat nu se modifică, în timp ce apa și componentele combustibilului pot să se condenseze sau să se vaporizeze, se va lua ca mărime de referință aerul uscat, definindu-se următoarele mărimi :

$$x_w = \frac{m_w}{m_L} \quad (7) \qquad [\text{kg/kg}]$$

– conținutul de umiditate al aerului, sau participarea masică a umidității în amestec,

unde :

m_w – masa umidității, [kg] ;
m_L – masa aerului uscat [kg].

$$x_{il} = \frac{m_{il}}{m_L} \quad (8) \qquad [\text{kg/kg}_L]$$

– participarea masică a componentei, i, în stare lichidă, în amestec

$$x_{iv} = \frac{m_{iv}}{m_L} \quad (9) \qquad [\text{kg/kg}_L]$$

– participarea masică a componentei i, în stare de vapori, în amestec.

$$x_i = \frac{m_i}{m_L} \quad (10) \qquad [\text{kg/kg}_L]$$

– participarea masică a componentei i, în amestec.

Evident există relația :

$$x_i = x_{il} + x_{iv} \qquad [\text{kg/kg}_L] \qquad (11)$$

Participarea masică a combustibilului în stare lichidă, respectiv în stare de vapori în amestec va fi, folosind (8) și (9) :

$$x_l = \sum_{i=1}^{n} x_i = \frac{1}{m_L} \sum_{i=1}^{n} m_{il} \qquad [\text{kg/kg}_L[\qquad (12)$$

$$x_v = \sum_{i=1}^{n} x_{iv} = \frac{1}{m_L} \sum_{i=1}^{n} m_{iv} \qquad [\text{kg/kg}_L] \qquad (13)$$

Conținutul de combustibil al amestecului :

$$x_c = x_l + x_v = \sum_{i=1}^{n} x_{il} + \sum_{i=1}^{n} x_{iv} \quad [\text{kg/kg}_L] \qquad (14)$$

Presiunea parțială a vaporilor fiecărei componente a combustibilului este dată de relația lui Raoult [2] :

$$p_{iv} = p_{i_s} \cdot \psi_{il} \qquad [N/m^2] \qquad (15)$$

unde :

p_{i_s} – presiunea vaporilor saturați, ai componentei, i, în stare pură, la temperatura amestecului.

Participarea molară în stare de vapori, cînd se cunoaște participarea molară în stare lichidă, ψ_{il} :

$$\psi_{iv} = \frac{p_{iv}}{p_v} = \frac{p_{i_s} \psi_{il}}{p_v} \quad [\text{N/m}^2] \qquad (16)$$

2.2. Stabilirea relațiilor între participările molare și participările masice, în cazul amestecului aer-combustibil

Neglijînd volumul lichidului în raport cu faza gazoasă în volumul V_{am}, la presiunea amestecului p, se găsesc componentele benzinei 1, 2, 3, ... i, în stare lichidă și gazoasă precum și aerul uscat. Considerînd faza gazoasă ca un amestec ideal, rezultă :

Fig. 1.

$$V_{am} \cdot \sum_{i=1}^{n} p_{iv} = T_{am} \cdot \sum_{i=1}^{n} m_{iv} \cdot R_{iv} = m_v \cdot R_v \cdot T_{am} \qquad (17)$$

Cum :

$$m_v = n_v \cdot M_v \qquad (18)$$

unde :

n_v – numărul de moli de combustibil vaporizat ;
M_v – masa molară a vaprilor de combustibil ;
m_v – masa combustibiluluoi vaporizat.

Ținînd seama și de (1), relația (17) devine :

$$p_v V_{am} = n_v \cdot M_v \cdot R_v T_{am} \qquad (19)$$

Consderînd și ecuația de stare pentru componenta, i,

$p_{iv} \cdot V_{am} = n_{iv} \cdot R_{iv} \cdot M_i \cdot T_{am}$ (20), prin împărțire

$\frac{p_{iv}}{p_v} = \frac{n_{iv}}{n_v}$ (21), înlocuind în (20)

$p_v \frac{n_{iv}}{n_a} V_{am} = m_{iv} \cdot R_{iv} \cdot T_{am}$ (22) iar pentru aerul din amestec

$(p - p_v) V_{am} = m_L \cdot R_L \cdot T_{am}$ (23)

Prin împărțire :

$\frac{p_v}{p - p_v} \cdot \psi_{iv} = \frac{m_{iv} R_{iv}}{m_L \cdot R_L}$ (24) ; cum însă : $M_i \cdot R_{iv} = M_L \cdot R_L = \mathcal{R}$ și folosind relația (9) rezultă :

$$x_{iv} = \frac{p_v}{p - p_a} \cdot \frac{M_i}{M_L} \cdot \psi_{iv} \quad [\text{kg/kg}_L] \qquad (25)$$

Conform relației (13), participarea masică a combustibilului în stare de vapori, în amestec va fi :

$$x_v = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{1}{M_L} \sum_{i=1}^{n} \psi_{iv} M_i \qquad [\text{kg/kg}_L] \qquad (26)$$

Din relațiile (8) și (9) prin împărțire, rezultă :

$$\frac{m_{iv}}{m_{il}} = \frac{x_{iv}}{x_{il}} = \frac{n_{ia}}{n_{il}} \qquad (27)$$

deci

$$x_{il} = \frac{p_v}{p - p_v} \cdot \frac{\psi_{iv} \cdot M_i}{M_L} \cdot \frac{n_{il}}{n_{iv}} \qquad (28)$$

sau folosind relația (4)

$$x_{il}=\frac{p}{p-p_v}\cdot\frac{n_{iv}}{n_v}\cdot\frac{M_i}{M_L}\cdot\frac{n_{il}}{n_{it}}=\frac{p_v}{p-p_v}\cdot\frac{n_{il}}{n_v}\cdot\frac{M_i}{M_L}\cdot\frac{n_l}{n_l}\cdot\frac{n}{n}\,. \tag{29}$$

Folosind relațiile (3), (5) și (6), rezultă participarea masică a componentei, i, în stare lichidă,

$$x_{il}=\frac{p_v}{p-p_v}\cdot\frac{M_i}{M_L}\cdot\frac{\psi_{il}\cdot\psi_l}{\psi_v}\quad [\mathrm{kg/kg_L}] \tag{30}$$

Cu relația (12) se determină participarea masică a combustibilului în stare lichidă

$$x_i=\frac{p_v}{p-p_v}\cdot\frac{\psi_l}{\psi_v}\cdot\frac{1}{M_L}\sum_{i=1}^{n}\psi_{il}\cdot M_i\quad [\mathrm{kg/kg_L}] \tag{31}$$

Participarea masică totală a combustibilului în amestecul aer-combustibil va fi :

$$x_c=\sum_{i=1}^{n}x_{il}+\sum_{i=1}^{n}x_{iv}\,. \tag{32}$$

Introducînd în (31), relațiile (25) și (30), rezultă :

$$x_c=\frac{p_v}{p-p_v}\cdot\frac{1}{M_L}\cdot\frac{1}{\psi_v}\sum_{i=1}^{n}M_i\,(\psi_{iv}\cdot\psi_v+\psi_{il}\cdot\psi_l) \tag{33}$$

Folosind și relațiile (2), (3,) (4), (5) și (6) rezultă :

$$\psi_i=\psi_{iv}\cdot\psi_v+\psi_{il}\cdot\psi_l \tag{34}$$

$$x_c=\frac{p_v}{p-p_v}\cdot\frac{1}{M_L}\cdot\frac{1}{\psi_v}\sum_{i=1}^{n}\psi_i\,M_i\quad [\mathrm{kg/kg_L}] \tag{35}$$

Relația (35) este dată greșit în [3] și preluată la fel în [10], unde în locul participării ψ_i, apare participarea molară în faza de vapori, ψ_{iv}.

Cunoscînd participările masice, se poate calcula entalpia amestecului combustibil-aer, atît pentru domensiul nesaturat cît și pentru domeniul saturat, cu ajutorul relațiilor evidente :

$$i=i_c+i_L\quad [\mathrm{J/kg_L}] \tag{36}$$

$$i_c=t\left(\sum_{i=1}^{n}x_{iv}\cdot c_{p_{iv}}+\sum_{i=1}^{n}x_{il}\;c_{p_{cil}}\right)+\sum_{i=1}^{n}x_{iv}\cdot r_i\quad [\mathrm{J/kg_L}] \tag{37}$$

$$i_L=c_{p_L}\cdot t\qquad [\mathrm{J/kg_L}] \tag{38}$$

unde :

i_c – entalpia combustibilului [J/kg$_L$] ;

i_L – entalpia aerului [J/kg$_L$] ;

t – temperatura amestecului aer-combustibil [°C]

$c_{p_{civ}}$, $c_{p_{cil}}$ – căldurile specifice la presiune constantă a vaporilor, respectiv a lichidului componentelor combustibilului [J/kg]

r_i — căldura de vaporizare a componentelor [J/kg]
c_{p_L} — căldura specifică la presiune constantă a aerului [J/kg K]

În domeniul saturat, în relația (37) $x_{il} \equiv 0$ (39)

2.3. *Starea de rouă.* Linia de separație dintre domeniul nesaturat, în diagrama $i-x$ a unui amestec combustibil-aer, și domeniul saturat se numește linia de rouă spre deosebire de cazul unui amestec aer-apă sau aer-component chimic pur, cînd se numește linie de saturație.

Se pune problema în acest caz a stabilirii presiunii vaporilor de combustibil în punctul de rouă.

Pornind de la relația (16), rezultă :

$$\frac{\psi_{iv}}{p_{is}} = \frac{\psi_{il}}{p_e} \tag{40}$$

sau

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{\psi_{iv}}{p_{is}} = \frac{1}{p_v} \sum_{i=1}^{n} \psi_{il} \tag{41}$$

cum însă $\sum_{i=1}^{n} \psi_{il} = 1$, deci în punctul de rouă presiunea vaporilor are valoarea :

$$p_{v\tau} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\psi_{iv}}{p_{is}}} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{42}$$

sau ținînd seama că în acest punct componentele combustibilului sînt numai în stare de vapori :

$$\psi_{iv} \equiv \psi_i \tag{43}$$

și deci presiunea în punctul de rouă :

$$p_{v,\tau} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\psi_i}{p_{is}}} \quad [\mathrm{N/m^2}] \tag{44}$$

Participarea masică a combustibilului în amestec în punctul de rouă are valoarea, conform relației (26) și (40)

$$x_{v,\sigma} = \frac{p_{v,\tau}}{p - p_{v,\tau}} \cdot \frac{1}{M_L} \sum_{i=1}^{n} \psi_i M_i \quad [\mathrm{kg/kg_L}] \tag{45}$$

3. Calculul diagramei i—x pentru amestecul combustibil-aer

Benzina fiind un amestec de hidrocarburi cu temperaturi de fierbere diferite, pentru a studia procesul de vaporizare al acesteia se ridică curbele de fierbere. Curbele de fierbere se pot determina prin trei metode diferite [6], fig. 2, și anume :

— curba reală a temperaturilor (*a*) ;
— curba de vaporizare diferențială (*b*) ;
— curba de vaporizare la echilibru (*c*).

De obicei se folosește pentru trasarea diagramei $i-x$, curba de vaporizare la echilibru [3].

Această metodă este justificată parțial și de Löhner, K [6], prin considerarea fenomenului de vaporizare dinamică, care apare în carburator. Vaporii formați sînt antrenați de curentul de aer și astfel este posibil ca din masa de lichid să se vaporizeze și hidrocarburi mai grele decît la temperatura corespunzătoare curbei de vaporizare diferențiată.

De aceea s-au determinat și trasat experimental curbele de vaporizare diferențiată (*a*, *b*) și la echilibru (*c*) pentru benzinele românești CO/R 90 și CO/R 98.

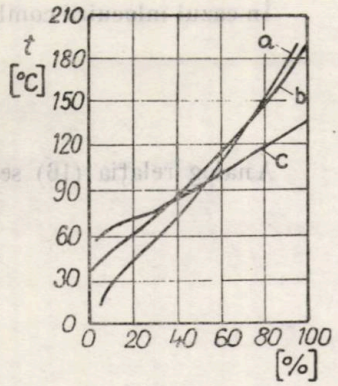


Fig. 2.

Într-o primă aproximație combustibilul poate fi înlocuit printr-un amestec ideal, format din două parafine, hexan-octan, ale căror temperaturi de fierbere se situează la începutul și sfîrșitul curbei de vaporizare la echilibru, fig. 3 (.....).

Înlocuind combustibilul nu prin două ci prin trei parafine, hexan – heptan — octan, este evident că diagrama $i-x$ astfel trasată se apropie foarte mult de cea reală, fig. 3 (– – – –).

Pentru obținerea diagramei reale, ar trebui considerat combustibilul format dintr-un număr foarte mare (infinit) de „parafine ideale" ale căror puncte de fierbere s-ar situa pe curba reală de vaporizare la echilibru a combustibilului.

Deoarece abaterile diagramei calculate cu trei componente, față de cea calculată cu mai multe componente, sînt neglijabile [3], în cadrul acestei lucrări s-a abordat trasarea diagramei prin înlocuirea combustibilului cu un amestec de hexan-heptan-octan, în proporțiile molare rezultate din curba de distilare.

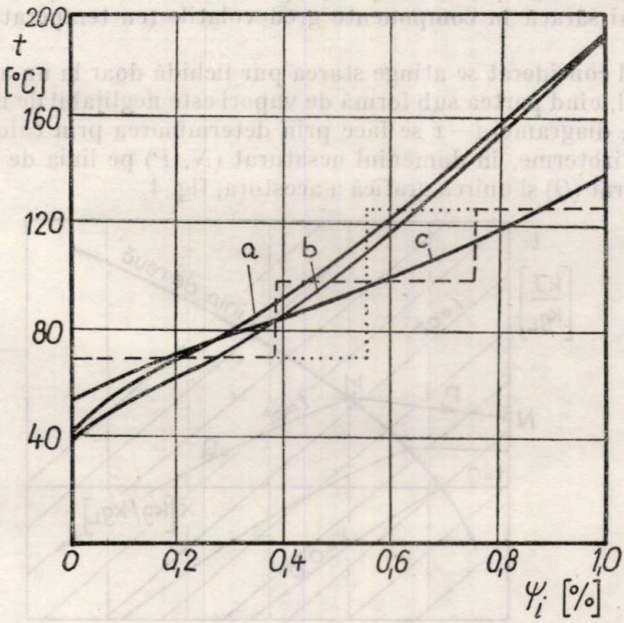


Fig. 3.

În cazul înlocuirii combustibilului prin trei componente, relația (34) se scrie :

$$\begin{aligned}\psi_1&=\psi_{1l}\cdot\psi_l+\psi_{1v}\cdot\psi_v\\ \psi_2&=\psi_{2l}\cdot\psi_l+\psi_{2v}\cdot\psi_v\\ \psi_3&=\psi_{3l}\cdot\psi_l+\psi_{3v}\cdot\psi_v\end{aligned}\tag{46}$$

Analog relația (16) se scrie :

$$\begin{aligned}\psi_{1v}&=\frac{p_{1s}}{p_v}\cdot\psi_{1l}\\ \psi_{2v}&=\frac{p_{2s}}{p_v}\cdot\psi_{2l}\\ \psi_{3v}&=\frac{p_{3s}}{p_v}\cdot\psi_{3l}\end{aligned}\tag{47}$$

La aceste 6 relații se adaugă ecuațiile deduse din (3), (4) respectiv (5) și (6)

$$\psi_{1l}+\psi_{2l}+\psi_{3l}=1\tag{48}$$

$$\psi_{1v}+\psi_{2v}+\psi_{3v}=1\tag{49}$$

$$\psi_l+\psi_v=1\tag{50}$$

Rezultă astfel un sistem de 8 ecuații cu 9 necunoscute : p_v, ψ_v, ψ_l, ψ_{1v}, ψ_2, ψ_3 , ψ_{1l}, ψ_{2l}, ψ_{3l}, deoarece ψ_1, ψ_2, ψ_3 se cunosc iar p_{1s}, p_{2s}, p_{3s} găsesc în tabele în funcție de temperatură.

Pentru rezolvarea sistemului se dau valori unei necunoscute (ψ_{1l}) și se determină celelalte necunoscute.

Compoziția primelor picături de combustibil lichid, la trecerea în domeniul saturat va fi dată de relația (16), ceea ce ne permite să stabilim valoarea inițială a participării molare ψ_{1l}.

Cu cît introducem mai mult combustibil lichid în spațiul de vapori și aer cu atît picăturile se apropie de compoziția părții lichide, în timp ce faza de vapori devine tot mai săracă în componente greu volatile (cu temperaturi de fierbere ridicate).

În spațiul considerat se atinge starea pur lichidă doar la un adaos nelimitat de combustibil, cînd partea sub formă de vapori este neglijabil de mică.

Ridicarea diagramei $i-x$ se face prin determinarea prin calcul a punctelor de pe diferite izoterme, în domeniul nesaturat (N, P) pe linia de rouă (M) și în domeniul saturat (Q) și unirea grafică a acestora, fig. 4.

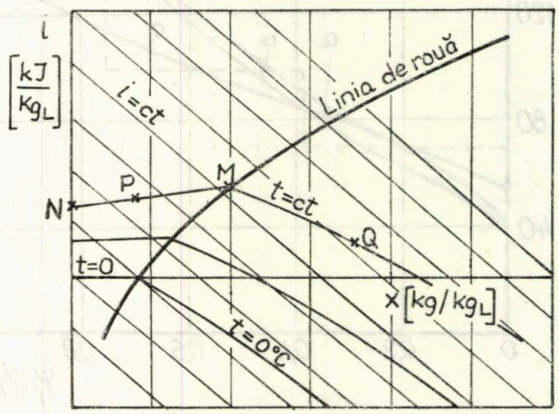


Fig. 4.

Axa entalpiilor este rotită ca și la diagrama Mollier, astfel ca izoterma de $t=0$ °C să fie orizontală în domeniul nesaturat. Diagrama se calculează pentru presiunile absolute de (1 ; 0,8 ; 0,6 ; 0,4) ata, presiuni pe care le poate avea amestecul pe traseul de aspirație.

Calculele fiind foarte laborioase sînt redate tabelar, în anexă.

Proprietățile hidrocarburilor luate în considerare în calculul diagramei $i-x$, au fost extrase și verificate din [5], [12], [7] și [4].

4. Utilizarea diagramei i—x la calculul stării amestecului în carburator

Diagrama $i-x$ trasată, a fost completată cu o scară marginală, ce reprezintă entalpia combustibilului în stare lichidă, respectiv în stare de vapori la scara diagramei. Polul P a fost ales identic cu originea axelor de coordonate deoarece cazurile cele mai frecvent întîlnite în carburator sînt de introducere a combustibilului lichid în aer, deci direcțiile corespunzătoare entalpiei lichidului la diferite temperaturi trebuie să apară la scară mai mare în diagramă.

a) *Regimul adiabatic.* Pentru a stabili starea amestecului format prin introducerea de combustibil lichid în aer, se notează :

t_c – temperatura combustibilului lichid, [°C] ;

t_L – temperatura aerului la intrare în carburator, [°C] ;

C_{pl} – căldura specifică a combustibilului lichid [J/kg°K] ;

$\dot{m}_a$ – debitul de aer uscat, [kg/s] ;

x_1 – conținutul inițial de combustibil al aerului (în general $x_1=0$), [kg/kg] ;

x_2 – conținutul de combustibil al aerului după amestecare, [kg/kg] ;

i_1, i_2 – entalpia aerului înainte și după amestecare, [J/kg] ;

$\dot{m}_c$ – debitul de combustibil [kg/s].

Bilanțul energetic și de masă, la amestecarea aerului cu combustibil lichid, va da :

$$\dot{m}_a (x_2-x_1)=\dot{m}_c \tag{51}$$

$$\dot{m}_a (i_2-i_1)=\dot{m}_a \cdot i_c \tag{52}$$

Prin împărțire :

$$\frac{i_2-i_1}{x_2-x_1}=i_c \tag{53}$$

sau

$$\frac{\Delta i}{\Delta x}=i_c=C_{pl}\cdot t_c \tag{54}$$

Cu relația (54) se calculează panta dreptei de amestec. Se fixează în diagramă punctul A_0 (fig. 5), care reprezintă starea aerului uscat la temperatura t_L. Punctul A se determină adăugînd grafic la entalpia aerului uscat, entalpia umidității, x_w, conținute în aer la temperatura acestuia :

$$\overline{A_0A}=(i_w)_{t=t_0} \quad [\text{kJ/kg}_L] \tag{55}$$

Unind polul P cu punctul M de pe scara marginală, se corespunde (conform relației 54) entalpiei combustibilului lichid, se obține dreapta PM. Prin punctul A se duce o paralelă AX la PM. Stările amestecului în diferite puncte ale carburatorului se vor găsi pe această dreaptă denumită astfel „dreapta amestecului".

Starea A_1 a amestecului la ieșirea din carburator, este determinată de participarea masică a combustibilului în aer, x_{A_1} și depresiunea totală a amestecului în conducta de aspirație p_{A_1}.

Pentru determinarea temperaturii amestecului de stare A_1 se face corecția de entalpie, corespunzătoare umidității conținute în aer la temperatura t_{A_1} și presiunea p_{A_1}.

$$\overline{A_1A_2}=(i_w)_{t-t_{A_1}}^{p=p_{A_1}} \tag{56}$$

Poziția punctului A_2 față de linia de rouă la presiunea p_{A_1}, stabilește cantitatea de combustibil vaporizată.

În regimul de mers în gol, starea A_3 a emulsiei aer-combustibil în canalul de mers în gol este precizată de participarea masică a combustibilului x_{A_3} și de presiunea totală a emulsiei. Se poate determina atît cantitatea de combustibil vaporizată x_{v,A_3} cît și temperatura atinsă în canal în regim adiabatic t_{A_3}.

Cunoașterea temperaturii t_{A_3} este deosebit de utilă, deoarece cînd aceasta se situează sub 0 °C se pot forma dopuri de gheață în canalul de mers în gol.

b) *Regim neadiabatic.* Carburatorul prin suprafața sa exterioară se găsește în schimb permanent de căldură atît cu aerul furnizat de ventilator cît și cu suprafața radiantă a colectorului de evacuare (cînd este de aceeași parte).

Pentru a determina fluxul termic transmis amestecului aer-combustibil în regim neadiabatic este necesar un studiu al schimbului de căldură prin suprafața

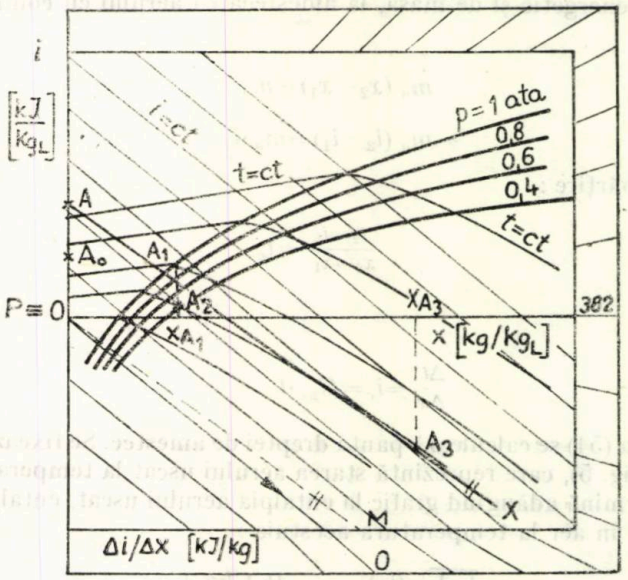


Fig. 5.

exterioară a carburatorului. Dacă fluxul termic este pozitiv, deci se introduce căldură în amestec, atunci punctul A se deplasează în A', conform relației:

$$\overline{AA'} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \quad [\mathrm{J/kg_L}] \tag{57}$$

Principiul construcției grafice în continuare rămîne același, astfel că temperaturile reale ale amestecului în diferite puncte ale traseului se vor situa la valori mai ridicate.

5. Concluzii

Elaborarea unei diagrame $i-x$ pentru amestecul combustibil-aer, este utilă deoarece simplifică foarte mult calculele de determinare ale stării amestecului pe traseul de admisiune. Astfel se poate determina cu ușurință temperatura de rouă a unui amestec cînd se cunoaște participarea masică a combustibilului și presiunea totală a amestecului.

Se poate urmări cu ușurință modificarea stării amestecului de aceeași participare masică a combustibilului la diferite temperaturi ale aerului la intrare

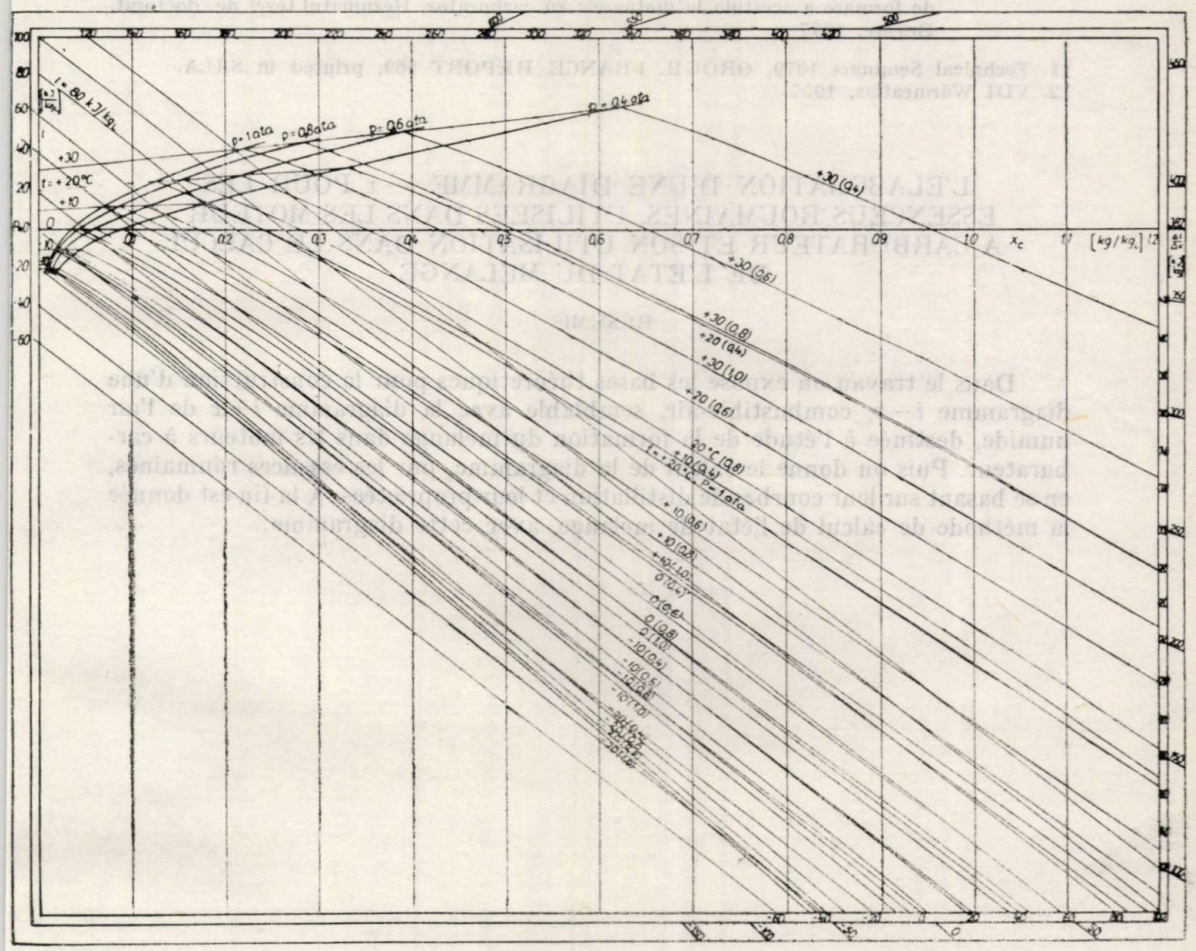


Fig. 6.

și diferite valori ale umidității acestuia. Cunoașterea stării emulsiei pe traseul de mers în gol la diferite temperaturi și umidități ale aerului, permite concluzii privind formarea gheții pe traseul de mers în gol.

Folosirea diagramei trebuie completată și cu un studiu al schimbului de căldură dintre carburator și spațiul înconjurător (vezi regimul neadiabatic).

BIBLIOGRAFIE

1. Bosnjakovic, Fr., — Technische Thermodynamik, 2 Teil II, Dresden, Leipzig, 1965
2. Barbu, V. — Mașini frigorifice, Ed. didactică și pedagogică, București, 1965
3. Henning, H. J. — Zur Berechnung des Zustandes im Vergaser" A.T.Z. 63, 1961
4. Kuzman, R. — Tabele și diagrame termodinamice, Ed. Tehnică, 1978
5. Löhner, K., Müller, H. — Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor — Springer Verlag Wien-New York, 1967
6. Löhner, K. — Gemischboldung beim Ottomotor", ATZ, April, 1960
7. Löhner, K. — Die Brennkraftmaschine, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1963
8. Orlicek, A.F., Poll, H. — Hilfsbuch für den Mineralöltechniker, Wien, 1951
9. Sitkei, G. — Keverékképzés és égés karburátoros motorokban, Akadémiai Kiadó, Budapest, 1969
10. Sova, M. — Contribuții la studiul termodinamic al amestecului carburant în procesul de formare a acestuia la motoarele cu carburator, Rezumatul tezei de doctorat, Brașov, 1977
11. Technical Seminars 1979, OROGIL FRANCE REPORT 569, printed în S.U.A.
12. VDI Wärmeatlas, 1957.

L'ELABORATION D'UNE DIAGRAMME $i-x$ POUR LES ESSENCEUS ROUMAINES, UTILISEES DANS LES MOTEUR A CARBURATEUR ET SON UTILISATION DANS LE CALCUL DE L'ETAT DU MELANGE

RÉSUMÉ

Dans le travau on expose les bases théoretiques pour la construction d'une diagramme $i-x$, combustible-air, semblable avec la diagramme $i-x$ de l'air humide, destinée à l'étude de la formation du mélange dans les moteurs à carburateur. Puis on donne le calcul de la diagramme, pur les essences roumaines, en se basant sur leur courbes de distillation et leur proprietées. À la fin est donnée la méthode de calcul de l'état de mélange, avec cette diagramme.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 1 — 1981**

DIAGRAMA UNIVERSALĂ A TRANSFORMATOARELOR HIDRODINAMICE DE TIP FOTTINGER

DE

M. TĂMAŞ

Notaţii

H — energie specifică
Q — debit
n — turaţie
U — viteza de transport
W — viteza relativă
V_u — componenta tangenţială a vitezei absolute
V_m — viteza meridională
S — coeficient de strangulare
D — diametru
D_h — diametru hidraulic
b — lăţimea meridională a circuitului hidraulic
e — grosimea paletei
μ — coeficient ce caracterizează influenţa numărului finit de palete
β — unghiul paletei
z — numărul de palete
ρ — masa specifică a lichidului de lucru
L — lungimea canalului interpaletar

$$\beta_{mx}=\frac{\beta_{1x}+\beta_{2x}}{2}$$

1 — indicele secţiunii de intrare
2 — indicele secţiunii de ieşire
p — indicele paletajului pompei
T — indicele paletajului turbinei
R — indicele paletajului reactorului
x, y — indici pentru un paletaj oarecare al transformatorului

$$\delta_x=\frac{D_{1x}}{D_{2x}}\,;\qquad \bar{b}_x=\frac{b_x}{D_x}$$

$$\bar{e}_x=\frac{e_x}{D_x}\,;\qquad i_x=\frac{n_x}{n_p}$$

$$\delta_{Px}=\begin{cases}1, & X=P\\ \dfrac{D_{2p}}{D_{1T}}, & X=T\\ \delta_{PT}\cdot\delta_T, & X=R\end{cases}$$

$$\Delta_{yx}=\begin{cases}\delta_x, & y=x\\ 1, & y\neq x\end{cases}$$

$$i_{yx}=\begin{cases}i_x, & y=x\\ 1, & y\neq x\end{cases}$$

$\varphi_\S$ – coeficient de pierderi prin şoc
λ – coeficient de pierderi prin frecare.

1. Invarianţii de similitudine

Se consideră un transformator hidrodinamic de tip Föttinger, de clasa I, cu turbină centrifugă, al cărui circuit hidraulic se parcurge în sensul $P\rightarrow T\rightarrow R$ (fig. 1).

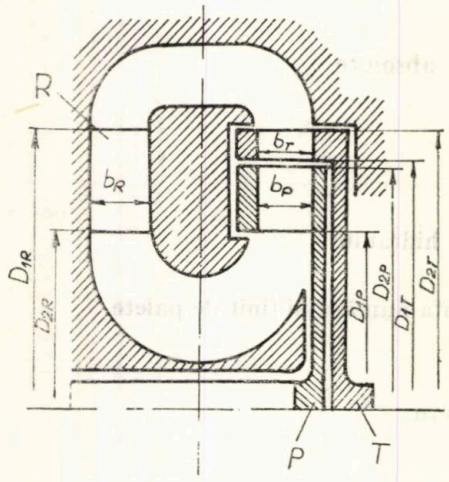


Fig. 1. Circuitul hidraulic al transformatorului.

Admiţînd că mulţimea transformatoarelor hidrodinamice, simile hidraulic, formează o clasă de similitudine, se definesc ca invarianţi ai clasei de similitudine, expresiile :

$$K_{H_x}=\frac{H_x}{D_{2p}^2\,n_p^2}\;;\qquad K_{Q_x}=\frac{Q_x}{D_{2p}^3\,n_p}\qquad(1)$$

unde, K_{H_x} – invariantul energiei specifice
K_{Q_x} – invariantul de debit
iar suprafaţa de referinţă este secţiunea de la ieşire din rotorul de pompă.

Aplicînd aceşti invarianţi de similitudine, conform metodologiei clasice /3, 6, 8/, ecuaţiilor fundamentale, respectiv bilanţului energetic din turbotransformatorul Föttinger, se poate determina în final diagrama universală $K_H=f(K_Q)$ şi deci, se poate obţine punctul optim de funcţionare pentru clasa de turbotransformatoare aleasă.

2. Ipoteze de calcul

La calculul diagramei universale s-au respectat următoarele ipoteze :

– curgerea este concentrată în linia de curent centrală a circuitului, elementele cinematice fiind raportate la această linie

– pierderile hidraulice sînt divizate în pierderi prin frecare şi pierderi prin şoc, valorile coeficienţilor de pierderi fiind stabilite din rezultate experimentale, fără a pune în evidenţă frecarea din stratul limită şi efectele turbulenţei

– pierderile volumice și mecanice se neglijează în bilanțul energetic (deci $Q_P = Q_T = Q_R$), ulterior randamentul hidraulic fiind corectat cu valorile randamentelor volumice și mecanice (η_v și η_m)

– efectul numărului finit de palete se respectă numai la pompă ($\mu_T = \mu_R = 1$) /14/

– se consideră $b_{1T} = b_{2T} = b_{1R} = b_{2R} = b_{2P}$.

3. Bilanțul energetic din turbotransformator

3.1. *Energiile specifice ale pompei și turbinei.* Înălțimea de pompare teoretică se exprimă sub forma obișnuită :

$$H_{tp} = \mu_p H_{tp\infty} = \frac{\mu_p}{g} [U_{2p} V_{u2p} - U_{1p} V_{U1p}] \tag{2}$$

iar căderea turbinei, în mod similar :

$$H_T = \frac{1}{g} [U_{1T} V_{U1T} - U_{2T} V_{U2T}] \tag{3}$$

Utilizînd invarianții clasei de similitudine (1) se obține :

$$K_{HP} = A_{1P} - A_{2P} K_Q \tag{4}$$

$$K_{HT} = A_{1T} - A_{2T} K_Q \tag{5}$$

unde :

$$A_{1x} = \frac{\mu_p}{g} \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 i_x \left[1 - \frac{i_x i_{(x-1)}}{\mu_p \delta_{PR}^2} \right] \tag{6}$$

$$A_{2x} = \frac{\mu_x}{g \cdot 60} \frac{1}{\delta_P^2} \frac{1}{\bar{b}_{1P}} i_x \left[\frac{\mu_{(x-1)} S_{2P}}{\operatorname{tg} \beta_{2P}} - \frac{1}{\Delta_{R(x-1)}} \cdot \frac{1}{\delta_{PR}} \left(\frac{S_{2T} i_{(x-1)}}{\operatorname{tg} \beta_{2T}} - \frac{S_{2R}}{\operatorname{tg} \beta_{2R}} \frac{i_{(x+1)}}{i_T} \right) \right] \tag{7}$$

3.2. *Pierderile prin frecare în canalele interpaletare.* Pierderile prin frecare rezultă din dezvoltarea expresiei generale

$$h_{pfr} = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{w^2}{2g} \tag{8}$$

considerînd rezultatele experimentale din lucrările /3, 4, 7, 9/. Astfel

$$K_{hfr\,x} = A_{3x} K_Q^2 \tag{9}$$

unde

$$A_{3x} = \frac{\lambda_x}{16g} \frac{1}{\pi^3} \frac{1}{\delta_P^4} \frac{1}{\bar{b}_{1p}^2} \left| \frac{1}{\delta_x} - 1 \right| \frac{1}{\delta_{Px}} \left[S_{1x}^2 (\pi \sin \beta_{1x} + z_x \bar{b}_{1x}) \frac{\delta_{Px}}{\bar{b}_{1x}} \frac{1}{\sin \beta_{1x}} + \right.$$

$$\left. + s_{2x}^2 (\Delta_{Px} \pi \sin \beta_{2x} + \bar{b}_{2x} z_x \delta_{Px} \delta_x) \frac{1}{\bar{b}_{2x}} \frac{1}{\sin \beta_{2x}} \right] \cdot \frac{1}{\sin \beta_{mx}} \tag{10}$$

3.3. *Pierderile prin șoc.* Pierderile prin șoc la intrare în paletaj se exprimă /4, 9, 5/ :

$$h_{P\hat{s}} = \varphi_{\hat{s}} \frac{v_{\hat{s}}^2}{2g} \tag{11}$$

sau, utilizînd invarianții de similitudine :

$$K_{h\S x}=A_{4x}-A_{5x}K_Q+A_{6x}K_Q^2 \tag{12}$$

unde

$$A_{4x}=\frac{\varphi_{\S x}}{2g}\left(\frac{Ax}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\right)^2 \tag{13}$$

$$A_{5x}=\frac{\varphi_{\S x}}{g\cdot 60}\;A_x\,\frac{1}{\delta_P}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\left[i_{T(x-1)}\,\Delta_{Rx}\,(\mu_{(x-1)}\,\delta_{Px}^2+i_{x+1})-i_T\right] \tag{14}$$

$$A_{6x}=\left(\frac{\varphi_{\S x}}{2g}\right)\left(\frac{\pi}{60}\,\delta_P\right)^2\left[i_{T\,(x-1)}\,\Delta_{Rx}\,(\mu_{(x-1)}\,\delta_{Px}^2+i_{(x+1)})-i_T\right]^2 \tag{15}$$

iar

$$Ap=\frac{1}{\delta_R}\,\frac{1}{\delta_{PR}}\,\frac{1}{\delta_P}\,\frac{S_{2R}}{\operatorname{tg}\beta_{2R}}+\frac{S_{1P}}{\operatorname{tg}\beta_{1P}} \tag{16}$$

$$A_T=\mu_P\,\delta_{PT}\,\frac{S_{2P}}{\operatorname{tg}\beta_{2P}}-\frac{S_{1T}}{\operatorname{tg}\beta_{1T}} \tag{17}$$

$$A_R=\frac{S_{2T}}{\operatorname{tg}\beta_{2T}}+\frac{S_{1R}}{\operatorname{tg}\beta_{1R}} \tag{18}$$

3.4. *Pierderi de debit și de disc.* Pierderile de debit au expresia generală /5, 7, 1, 13/.

$$Q_{pierdut}=\varphi_Q F\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{19}$$

unde : φ_Q — coeficient de debit

F — secțiune de trecere

Δp — variația de presiune în șicană

Prelucrînd relația (19) se obține :

$$K_{Q\ pierdut}=0{,}5\,\bar{b}_{2p}\sqrt{K_{H\S}} \tag{20}$$

unde :

$$K_{H\S}=\frac{1}{2g}\left[\left(\frac{\pi}{60}\right)^2(1-\delta_P^2)\left(1-\frac{(1+i_T)^2}{4}\right)+\left(\frac{K_Q}{\pi\delta_P^2\bar{b}_{1P}}\right)^2\cdot\right.$$

$$\left.\cdot\left(\frac{S_{1P}^2}{\sin^2\beta_{1P}}-\frac{S_{2P}^2}{\sin^2\beta_{2P}}\right)\right| \tag{21}$$

Randamentul volumic va fi :

$$\eta_v=1-\frac{K_{Q\ pierdut}}{K_Q} \tag{22}$$

Pierderile de disc se exprimă în general, utilizînd relația momentului de frecare /4, 7, 11, 5, 13/ :

$$M_{fr}=\rho/2\;c_f\left(\frac{D}{2}\right)^5\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \tag{23}$$

unde C_f este coeficientul de frecare.

Aplicînd această expresie la turbotransformatorul Föttinger, sub forma invarianților de similitudine, se obține :

$$K_{DI}=\frac{1}{64}\,\frac{1}{g}\,c_f\left(\frac{\pi}{30}\right)^2\frac{(1-i_T)^3+1}{K_Q} \tag{24}$$

$$K_{DT}=\frac{1}{64}\,\frac{1}{g}\,c_f\left(\frac{\pi}{30}\right)^2 i_T^3\,\frac{1}{\delta_{PR}^5}\,\frac{1+10\bar{b}_{2P}\,\delta_{PR}}{K_Q} \tag{25}$$

3.5. *Coeficienții de strangulare.* Coeficienții de strangulare, sau obturare, se definesc ca raportul între viteza meridională într-o secțiune oarecare a circuitului hidraulic și viteza meridională V_{mp} înainte de intrarea în pompă, ca viteză de referință. În acest caz, coeficienții de strangulare se exprimă

$$S_{1x}=\frac{\pi\bar{b}_{1P}\,\Delta_{F(x-1)}\,\Delta_{F(x+1)}\,\delta_{Px}}{Z_x\bar{b}_{1x}\left(\frac{\pi}{Z_x}\,\frac{1}{\Delta_{F(x-1)}}\,\frac{1}{\Delta_{F(x+1)}}\,\frac{1}{\delta_{Px}}-\bar{e}_{1x}\,\frac{1}{\sin\beta_{1x}}\right)} \tag{26}$$

$$S_{2x}=\frac{\pi\bar{b}_{1P}\,\delta_P}{Z_x\bar{b}_{2P}\left(\frac{\pi}{Z_x}\,\frac{1}{\delta_P}\,\frac{1}{\delta_{Px}}\,\frac{1}{\Delta_{Tx}}\,\frac{1}{\Delta_{Rx}}-\bar{e}_{2x}\,\frac{1}{\sin\beta_{2x}}\right)} \tag{27}$$

3.6. *Relații între unghiurile paletelor.* Respectîndu-se egalitatea circulațiilor $\Gamma_{2x}=\Gamma_{1\,(1+x)}$ și ecuația de continuitate, se obțin expresiile :

$$\operatorname{tg}\beta_{1T}=\frac{\frac{S_{1T}}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,K_Q}{\frac{1}{\delta_{PT}}\,\frac{\pi}{60}\,i_T-\mu_P\delta_{PT}\left(\frac{\pi}{60}-\frac{S_{2P}}{\operatorname{tg}\beta_{2P}}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,\frac{1}{\pi}\,K_Q\right)} \tag{28}$$

$$\operatorname{tg}\beta_{1R}=\frac{\frac{S_{1R}}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,K_Q}{\frac{\pi}{60}\,\frac{1}{\delta_{PR}}\,i_T-\frac{S_{2T}}{\operatorname{tg}\beta_{2T}}\,\frac{1}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1T}}\,K_Q} \tag{29}$$

$$\operatorname{tg}\beta_{2R}=\frac{\frac{S_{2R}}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,K_Q}{\delta_R\delta_{PR}\left(\frac{\pi}{60}\,\delta_P^2-\frac{S_{1P}}{\operatorname{tg}\beta_{1P}}\,\frac{1}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,K_Q\right)} \tag{30}$$

Legătura între unghiurile β_{1p} și β_{2p} este dată de relația (4), iar între unghiurile β_{1T} și β_{2T} de relația (5).

4. Calculul diagramei universale

Determinarea diagramei universale a turbotransformatorului Föttinger înseamnă, calculul și trasarea curbelor de egal randament ($\eta=$ct) în coordonate $K_{Hp}-K_Q$, pentru un raport de transmitere optim constant ($i_0=$ct).

Calculul diagramei universale s-a realizat pe baza unui program în limbaj FORTRAN pentru calculatorul electronic, avînd astfel posibilitatea determinării unui număr foarte mare de puncte.

Analizînd lucrările /4, 5, 6, 7, 10, 12/ s-au stabilit următoarele date de inițializare a calculului :

$$\delta_1 = 0{,}84\ ; \quad D_{2T}/D_{1R} = 1\ ; \quad Z_p = 8\ ; \quad Z_T = 21\ ; \quad Z_R = 17$$

$$\delta_R = 1{,}22\ ; \quad \delta_{PT} = 0{,}943\ ; \quad \overline{b}_{1p} = 0{,}25\ ; \quad i_0 = 0{,}6$$

Prelucrînd relația acad. Ioan Anton /1, 2/, $\bar{b}_{2p}$ s-a exprimat sub forma :

$$\bar{b}_{2p} = 3{,}1 \cdot 10^{-3}\ K_Q^{1/2}\ K_{Hp}^{-3/4} - 0{,}013 \tag{31}$$

Coeficientul μ_p s-a calculat exprimînd convenabil relația /1/ :

$$\mu_p = 1 - \frac{1 - (693 + 15{,}8\, Z_p - 0{,}258\, Z_p^2)10^{-3}}{1 - \frac{60}{\pi^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1p}}\,\frac{1}{\delta_p^2}\, S_{2p} K_Q\ \mathrm{ctg}\,\beta_{2p}} \tag{32}$$

Ca date parametrice s-au considerat :

$$\delta_p \in [0{,}55\ ;\ 0{,}75]$$

$$\beta_{2p} \in [20^\circ\ ;\ 70^\circ]$$

$$K_{HP} \in [0{,}7 \cdot 10^{-4}\ ;\ 1{,}6 \cdot 10^{-4}]$$

Limitele intervalelor au fost stabilite pe baza analizei celor mai frecvente valori ale acestor mărimi în cazul turbotransformatoarelor Föttinger /5, 6, 7, 4/.

Pentru ca problema calculului diagramei universale să fie soluționabilă este necesară încă o condiție suplimentară. În acest scop, s-a analizat unghiul β_{1p}, observîndu-se că variația unghiului β_{1p} are efecte contrarii asupra pierderilor hidraulice din paletajul pompei și reactorului. Astfel, cu creșterea unghiului β_{1p}, pierderile prin frecare în pompă scad, iar cele din reactor cresc. Acest fapt, permite un calcul de optimizare și deci, determinarea valorii optime a unghiului β_{1p} din condiția de minim a sumei pierderilor prin frecare din pompă și reactor, în cazul cînd intrarea în rotorul de pompă este fără șoc.

Adică

$$\frac{\mathrm{d}K_{hfr(P+R)}}{\mathrm{d}\,\beta_{1p}} = 0 \tag{33}$$

unde

$$\frac{\mathrm{d}\,K_{hfr\,(P+R)}}{\mathrm{d}\,\beta_{1P}} = \frac{\mathrm{d}\,K_{hfrP}}{\mathrm{d}\,\beta_{1P}} + \frac{\mathrm{d}\,K_{hfrR}}{\mathrm{d}\,C} \cdot \frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}B_{11}} \cdot \frac{\mathrm{d}B_{11}}{\mathrm{d}\,\beta_{1P}}$$

iar

$$\frac{\mathrm{d}K_{hfrP}}{\mathrm{d}\,\beta_{1P}} = B_2\, \frac{\pi \cos\beta_{1P} \left(\sin\beta_{1P} - 2\bar{e}_{1P}\,\frac{Z_P}{\pi} + \bar{e}_{1P}^2 \left|\frac{Z_P}{\pi}\right|^2 \frac{1}{\sin\beta_{1P}}\right) \sin\beta_{mP} -}{\sin^2\beta_{mP} \left(\sin\beta_{1P} - 2\bar{e}_{1P}\,\frac{Z_P}{\pi} +\right.}$$

$$\frac{-(\pi \sin\beta_{1P} + \overline{b}_{1P}\, Z_P) \left[\left(\cos\beta_{1P} - \bar{e}_{1P}^2 \left|\frac{Z_P}{\pi}\right|^2 \frac{1}{\sin^2\beta_{1P}} \cos\beta_{1P}\right) \sin\beta_{mP} + \right.}{\left. + \bar{e}_{1P}^2 \left(\frac{Z_P}{\pi}\right)^2 \frac{1}{\sin\beta_{1P}}\right)^2}$$

$$+\left[\sin\beta_{1P}-2\,\bar{e}_{1P}\frac{Z_P}{\pi}+\bar{e}_{1P}^2\left(\frac{Z_P}{\pi}\right)^2\frac{1}{\sin\beta_{1P}}\right]\cos\beta_{mP}\Bigg]-\frac{B_1\cos\beta_{mP}}{\sin^2\beta_{mP}}$$

$$\frac{\mathrm{d}B_{11}}{\mathrm{d}\beta_{1P}}=\frac{-B_6\,B_8\left[\dfrac{S_{1P}}{\sin^2\beta_{1P}}+S_{1P}^2\,\bar{e}_{1P}\,\dfrac{Z_P}{\pi}\dfrac{\cos^2\beta_{1P}}{\sin^3\beta_{1P}}\right]}{\left(B_7-\dfrac{S_{1P}\,B_8}{\mathrm{tg}\,\beta_{1P}}\right)^2}$$

$$\frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}B_{11}}=\frac{(B_g^2+B_{11}^2)\left(\sqrt{B_9^2-B_{10}^2+B_{11}^2}+B_{11}^2\cdot 1/\sqrt{B_9^2-B_{10}^2+B_{11}^2}\right)}{(B_g^2+B_{11}^2)^2}-$$

$$-\frac{2B_{11}\left(B_9\,B_{10}+B_{11}\sqrt{B_g^2-B_{10}^2+B_{11}^2}\right)}{(B_9^2+B_{11}^2)^2}$$

iar

$$\frac{\mathrm{d}K_{hfrR}}{\mathrm{d}C}=\frac{\mathrm{d}B_{14}}{\mathrm{d}C}\left[B_3+B_4\,\frac{\pi\cdot C+B_5}{B_9^2\,C-2B_9\,B_{10}+B_{10}^2/C}\right]+$$

$$+B_{14}\cdot B_4\,\frac{\pi\left(B_9^2C-2B_9\,B_{10}+B_{10}^2/C\right)-\left(\pi C+B_5\right)\left(B_9^2-B_{10}^2/C\right)}{\left(B_9^2C-2B_9B_{10}+B_{10}^2/C\right)^2}$$

unde

$$\frac{\mathrm{d}B_{14}}{\mathrm{d}C}=-\frac{1}{4}\,\frac{\dfrac{C}{\sqrt{1-C^2}}\left[\dfrac{B_{13}}{\sqrt{\dfrac{1-\sqrt{1-C^2}}{2}}}-\dfrac{B_{12}}{\sqrt{\dfrac{1+\sqrt{1-C^2}}{2}}}\right]}{\left(B_{12}\sqrt{\dfrac{1+\sqrt{1-c^2}}{2}}+B_{13}\sqrt{\dfrac{1-\sqrt{1-c^2}}{2}}\right)^2}$$

iar

$$C=\frac{1}{B_9^2+B_{11}^2}\left(B_9B_{10}+B_{11}\sqrt{B_9^2-B_{10}^2+B_{11}^2}\right)$$

și

$$B_1=\frac{\lambda_P}{16g}\,\frac{1}{\pi^3}\,\frac{1}{\delta_P^4}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}^2}\,S_{2P}^2\,(1-\delta_p)\,(\pi\sin\beta_{2p}+\bar{b}_{2p}z_p)\,\frac{1}{\bar{b}_{2p}}\,\frac{1}{\sin\beta_{2P}}\,K_Q^2$$

$$B_2=\frac{\lambda_P}{16g}\,\frac{1}{\pi^3}\,\frac{1}{\delta_P^4}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}^3}\left(\frac{1}{\delta_P}-1\right)K_Q^2$$

$$B_3=-\frac{\lambda_R}{16g}\,\frac{1}{\pi^3}\,\frac{1}{\delta_P^4}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}^2}\left(\frac{1}{\delta_R}-1\right)\frac{1}{\bar{b}_{2P}}\,\frac{1}{\delta_{PR}}\,S_{1R}^2\,(\pi\sin\beta_{1R}+\bar{b}_{2p}\,\delta_{PR}Z_R)\,\frac{1}{\sin\beta_{1R}}\,K_Q^2$$

$$B_4=-\frac{\lambda_R}{16g}\,\frac{1}{\pi^3}\,\frac{1}{\delta_P^4}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}^2}\left(\frac{1}{\delta_R}-1\right)\frac{1}{\bar{b}_{2P}}\,\frac{1}{\delta_{PR}}\,K_Q^2$$

$$B_5=\bar{b}_{2p}\,\delta_R\,\delta_{PR}\,Z_R\;;\quad B_6=\frac{1}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,K_Q\;;\quad B_7=\delta_R\,\delta_{PR}\,\pi/60\cdot\delta_P^2$$

$$B_8=\delta_R\,\delta_{PR}\,\frac{1}{\pi}\,\frac{1}{\delta_P}\,\frac{1}{\bar{b}_{1P}}\,K_Q\;;\quad B_9=\frac{\bar{b}_{2P}}{\bar{b}_{1P}}\,\frac{1}{\delta_P^2}\,\frac{1}{\delta_{PR}}\,\frac{1}{\delta_R}\;;\quad B_{10}=\frac{Z_R}{\pi}\,\frac{\bar{b}_{2P}}{\bar{b}_{1P}}\,\frac{1}{\delta_P}\,\bar{e}_{2p}$$

$$B_{11}=\frac{B_6}{B_7-\dfrac{S_{1P}\,B_8}{\operatorname{tg}\beta_{1P}}}\;;\quad B_{12}=\sin\frac{\beta_{1R}}{2}\;;\quad B_{13}=\cos\frac{B_{1R}}{2}$$

Utilizînd ecuaţia bilanţului energetic /3, 4, 6/:

$$K_{HP}=K_{HT}+\sum K_{h_{f_r}}+\sum K_{H_\xi} \tag{34}$$

şi relaţiile dintre unghiuri, inclusiv calculul optimizat al unghiului β_{1p}, se poate determina K_Q pentru fiecare combinaţie parametrică (δ_P, β_{2P}) şi K_{HP}=ct, prin cicluri iterative. Cunoscîndu-se K_Q, cu relaţia (5) se determină K_{HT}, ceea ce permite aflarea randamentului turbotransformatorului, cu relaţia :

$$\eta=\frac{K_{HT}}{K_{HP}}\cdot\eta_v\cdot\eta_m \tag{35}$$

Astfel, pentru i_0=ct şi $\bar{b}_{1p}$=ct, se obţine o familie de curbe de randament $\eta=f(K_Q)$ avînd ca parametru pe K_{HP}, fiecare curbă $\eta=f(K_Q)$ fiind determinată prin modificarea parametrică a mărimilor δ_P şi β_{2p}. Intersecţia acestor curbe, cu drepte de randament constant, permite trasarea diagramei universale ($K_{HP}-K_Q$) de curbe $\eta=ct$ (fig. 2) şi deci, obţinerea punctului optim de funcţionare $K_{HP}=1{,}02\cdot10^{-4}$ şi $K_Q=0{,}28\cdot10^{-2}$.

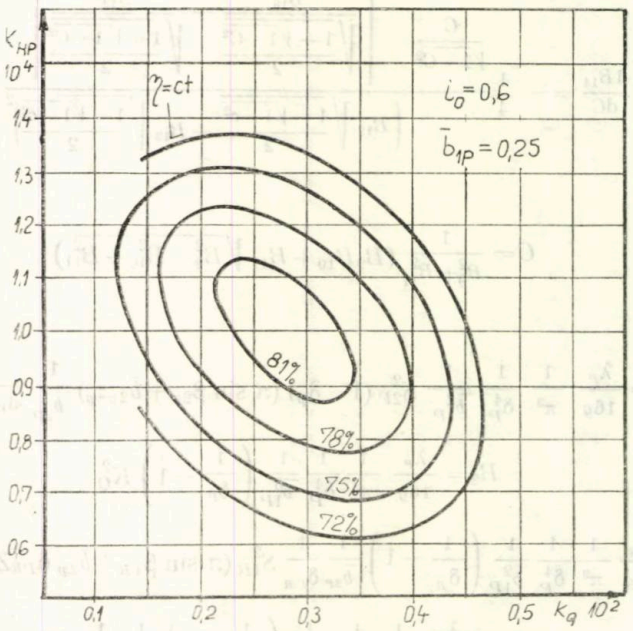


Fig. 2. Diagrama universală a turbotransformatorului Föttinger.

5. Concluzii

În lucrarea de față, utilizînd invarianții de similitudine K_H și K_Q, se determină cu ajutorul calculatorului electronic, pentru transformatoarele hidrodinamice de clasa I, diagrama universală de funcționare a acestora. Se prezintă de asemenea o metodă de calcul al unghiului β_{1p} optim care aplicată la calculul diagramei universale, oferă posibilitatea obținerii punctului de randament maxim.

BIBLIOGRAFIE

1. Anton I., Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979
2. Anton I., Preda I., Anton V., Influența unghiului β_{2p} asupra caracteristicilor energetice ale pompelor, Acad. R.S.R, St. și cercetări, 3—4, Tom. XI, 1959
3. Kickbusch E., Föttinger-Kupplungen und Föttinger-Getriebe, Springer-Verlag, Berlin, 1963
4. Gavrilenko, A., Semiciastnov, I. F., Ghidrodinamiceskie mufti i transformatori, Mașinostroenie, Moskva, 1969
5. Aleksapolski, D. Ia., Ghidrodinamiceskie peredaci, Mașghiz, 1963
6. Lvov, S. V., Vîbor parametrov i rascet ghidrotransformatorov na EVM, Mașinostroenie, Moskva, 1973
7. Narbut, A. N., Ghidrotransformatorî, Mașinostroenie, Moskva, 1966
8. Nevrly, I., Calculation of characteristics of a hydrodinamic torque converter in unconventional operational ranges, Budapest, 1975
9. Nagornaia, K. K., Isledovanie udarnîh poter i coefițientov udara v lopastnîh sistemah ghidrotransformatorov, Vestnik Mașinostroenia 6/1961
10. Karțev, L. V., Gorelova, G. P., Harakteristiki krugovîh rețetok turbinovo kolesa ghidrotransformatora s razlicinîm șagom pri $\beta_2' = \text{idem}$, Vestnik Mașinostroenie 1/1976
11. Yamada, Y., Ito, M., Frictional Resistance of Enclosed Rotating Cones with superposed through flow, Journal of Fluids Engineering, June, 1979
12. Grianko, L. P., Issledovania vliania vîhodnîh uglow nasosnoi lopasti ghidrotransformatora na harakter potoka v kruge țirkuliații, Ghidroenerghetika 4/1961
13. Rydlewicz, J. A., Correlation between the disk frixtion losses and leakage losses in centrifugal pumps, Budapest, 1979
14. Narbut, A. N., Osipov, V. I., Ucet parametrov potoka pri rascete vîhodnîh harakteristik ghidrotransformatora s țentrostremitelnoi turbinoi, Vestnik Mașinostroenie 9/1976

THE GENERAL PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF FÖTTINGER TORQUE CONVERTERS

ABSTRACT

The paper presents a method for computation the general performance characteristics of Föttinger torque converters, by using the energy transfer and the flow coefficients.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

PROCESE FIZICE CARACTERISTICE PRELUCRĂRII PRIN EROZIUNE COMPLEXĂ A CARBURILOR SINTERIZATE

DE

I. MITELEA, I. LIVINŢĂ, N. FARBAŞ

1. Efecte termice ale eroziunii complexe

La prelucrarea prin eroziune complexă electrică şi electrochimică prelevarea de material este consecinţa acţiunii simultane a fenomenului de dizolvare anodică şi a descărcărilor electrice prin impulsuri nedirijate cvasistaţionare, care au loc la nivelul microasperităţilor între electrodul sculă şi obiectul supus prelucrării în prezenţa unui electrolit adecvat. În cadrul procesului de debitare cu sculă disc se poate considera că fluxul termic preluat de obiectul prelucrării are următoarele componente (fig. 1) :

— Q_1, care este căldura dezvoltată ca urmare a ruperilor de microcontacte la nivelul microasperităţilor ;

— Q_2, care este căldura datorată unor descărcări parazite (singulare) rezultate în cazul străpungerii peliculei pasivizatoare, eventuale atingeri ale obiectului de prelucrat cu electrodul sculă.

Avînd în vedere condiţiile concrete de lucru se apreciază că modificările structurale în straturile de suprafaţă precum şi probabilitatea apariţiei microfisurilor pe o anumită adîncime depind direct de componenta Q_1. La rîndul său, valoarea căldurii Q_1 este influenţată de parametrii mecanici ai procesului (turaţia şi presiunea sculei, caracteristicile peliculei), de regimul de lucru (tensiune, curent, parametrii circuitului de lucru R, L, C), precum şi de caracteristicile termofizice ale materialului de prelucrat. Referitor la acestea din urmă, dacă se consideră că la momentul $t=0$, se aplică unui corp omogen şi izotrop o sursă instantanee punctiformă de intensitate Q, atunci cîmpul termic însoţitor va fi descris prin relaţia :

$$T(x, \tau) = \frac{Q}{\text{Cp.}\,\gamma\,(4\pi \cdot a \cdot \tau)^{3/2}} \cdot e^{-\frac{x^2}{4a\tau}} \qquad (1)$$

în care :

T — temperatura într-un punct al cîmpului termic [°K] ;

x — vectorul de poziţie cu originea în punctul de aplicare a sursei [mm] ;

τ — timpul de existenţă a sursei [sec.] ;

C_p — căldura specifică [J/kg·grd] ;

γ — greutatea specifică [kg/m^3] ;

a — difuzivitatea termică [m^2/h].

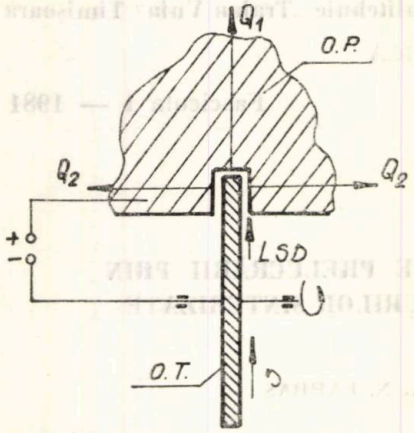


Fig. 1. Componentele cantității de căldură la prelucrarea prin eroziune complexă.

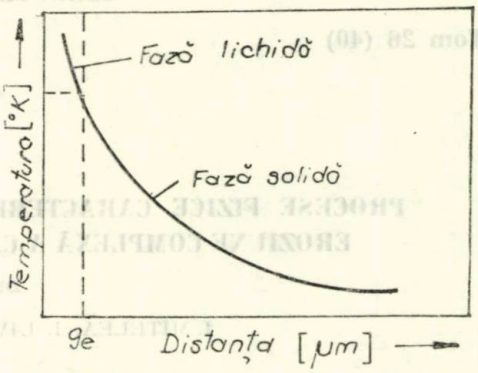


Fig. 2. Repartiția temperaturii pe grosimea stratului influențat termic

Teoretic, dacă se admite că pentru valori Q și t date, constantele termofizice rămîn neschimbate, distribuția temperaturii pe secțiune are alura curbei din fig. 2.

În condițiile prelucrării prin eroziune complexă sursa termică datorată descărcărilor electrice nu este de o intensitate constantă, ci variază după o anumită lege /3/. Acceptînd :

$$Q = Q_0 (1 - K \sin \omega t) \qquad K < 1$$

$$\tau = \tau_0 (1 - K \sin \omega t) \qquad K < 1$$

unde t se referă la timpul ce are ca origine, punct de referință începutul prelucrării, τ_0 — timpul minim de existență a descărcării în impuls, Q_0 — intensitatea inițială, relația (1) devine :

$$T(x, t) = \frac{Q_0 (1 - K \sin \omega t)}{Cp \cdot \gamma (4\pi a \tau_0 (1 - K \sin \omega t)^{3/2}} \cdot e^{-\frac{x^2}{4a \tau_0 (1 - K \sin \omega t)}} \qquad (2)$$

Conform acestei funcții complexe, aspectul fizic al suprafeței prelucrate (grosimea stratului modificat structural, adîncimea de pătrundere a microfisurilor, rugozitatea), diferă în cadrul aceluiași material supus prelucrării datorită caracterului aleatoriu al procesului.

Mărimea și distribuția zonei influențate termic (Z.I.T) vor fi legate de caracterul circuitului, acesta influențînd direct fluxul termic al prelucrării.

2. Condiții experimentale

Materialul de prelucrat este un aliaj dur sinterizat de tipul (WC — TiC — TaC) — Co, grupa P, conform STAS 9130-72.

Prezența carburii TaC alături de carburile de W și de Ti, conduce la o finisare a granulației structurale și la o creștere cu circa 10% a rezistenței la încovoiere, fără o diminuare a durității /2/.

Experimentările au fost efectuate în condițiile folosirii unor circuite rezistive, capacitive și inductive ale căror caracteristici sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Caracteristicile circuitelor utilizate la prelucrarea carburilor din grupa P

Nr crt.	U [V]	I [A]	R [Ω]	L [mH]	C [μF]	Obs.
1	20—22	12				
		22		—	—	
		30				
2	18—20	15		1		
		12	—	4,5		
		10		8		
3	20	25		123		
		25	—	352		
		25		544		

Epruvetele prelucrate în aceste condiții au fost supuse examinărilor metalografice optice și electronice urmărind efectul regimului de lucru asupra morfologiei zonei influențate termic și asupra procesului de formare a craterelor pe suprafața prelucrată. Pregătirea metalografică a probelor de cercetat s-a realizat în conformitate cu prevederile STAS 8264-69.

3. Rezultate experimentale

În fig. 3 este redată structura inițială a aliajului dur cercetat, sesizîndu-se prezența carburii WC de culoare deschisă și cu formă poligonală, a soluțiilor solide TiC (WC), TaC (WC) de culoare mai închisă și cu o formă rotunjită și a metalului liant care apare sub forma unei rețele continui de culoare închisă. Analiza structurală a demonstrat că procesul de sinterizare a fost condus corect, nesemnalîndu-se defecte de tipul porilor, segregațiilor de grafit, carburi duble sau aglomerări de cobalt.

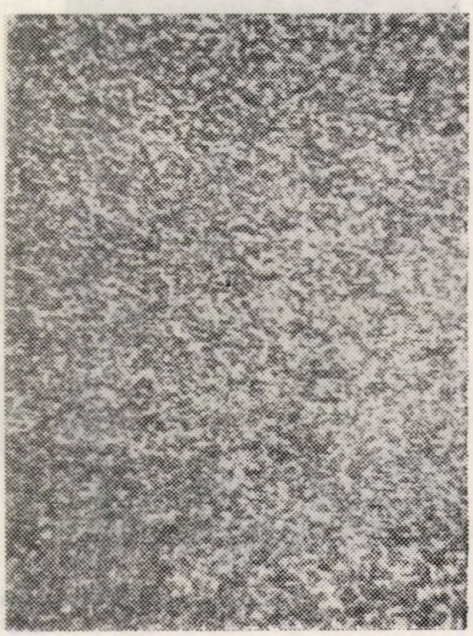


Fig. 3. M.O. ×500. — Structura aliajului dur sinterizat (WC—TiC—TaC)—Co.

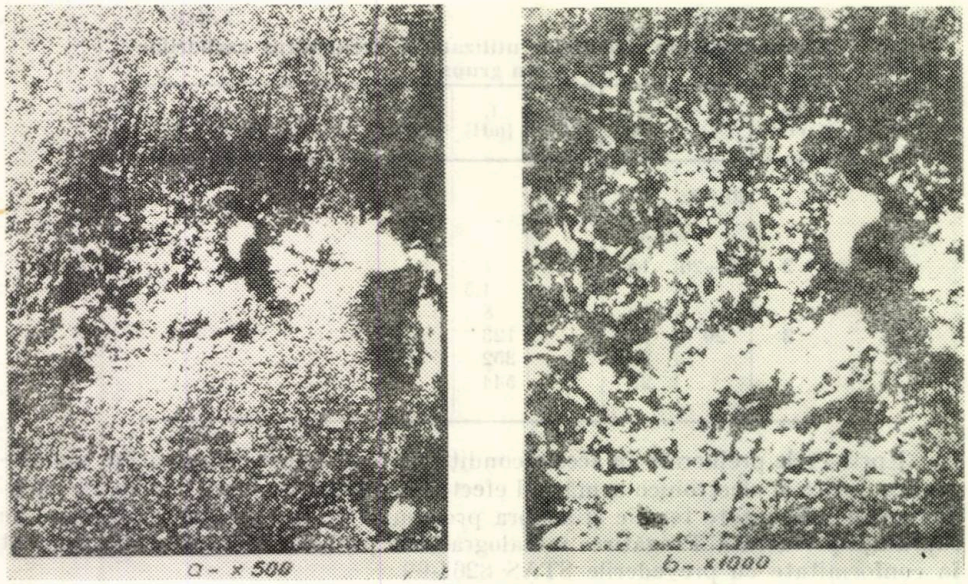


Fig 4. a — ×500; b — ×1000. Degradări ale structurii la regimuri de lucru foarte dure.

În fig. 4...6 sînt evidențiate principalele modificări intervenite în zonele de material neprelevat, care a fost afectat de șocul termic.

Analiza acestora permite următoarele observații :

— regimurile de lucru dure (cazul circuitelor capacitive cu valori mari ale capacităților în paralel cu spațiul de lucru sau chiar a celor rezistive cu I>25...

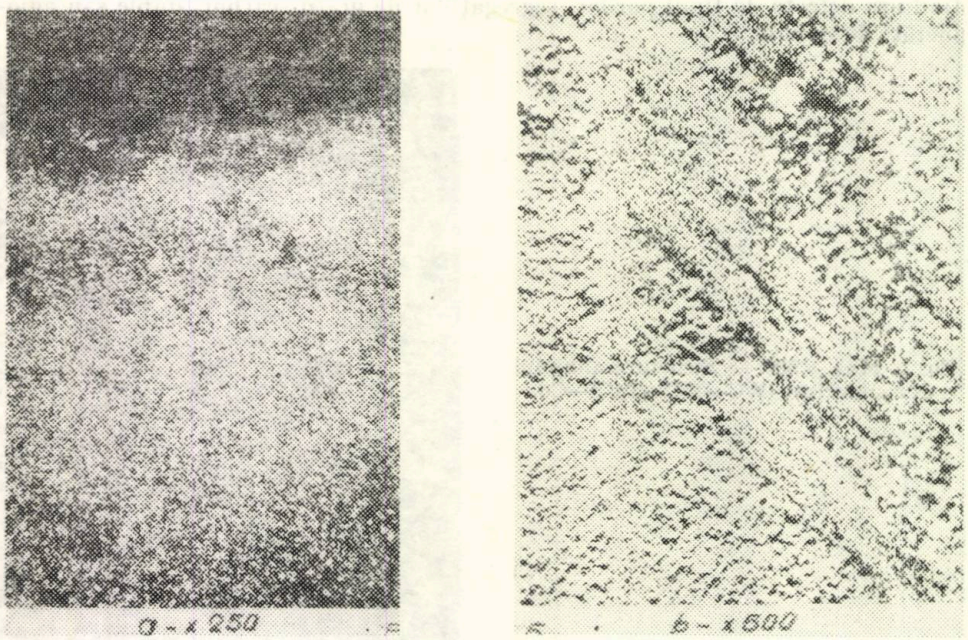


Fig 5. a — ×250; b — ×500; Structura stratului superficial la utilizarea circuitelor capacitive.

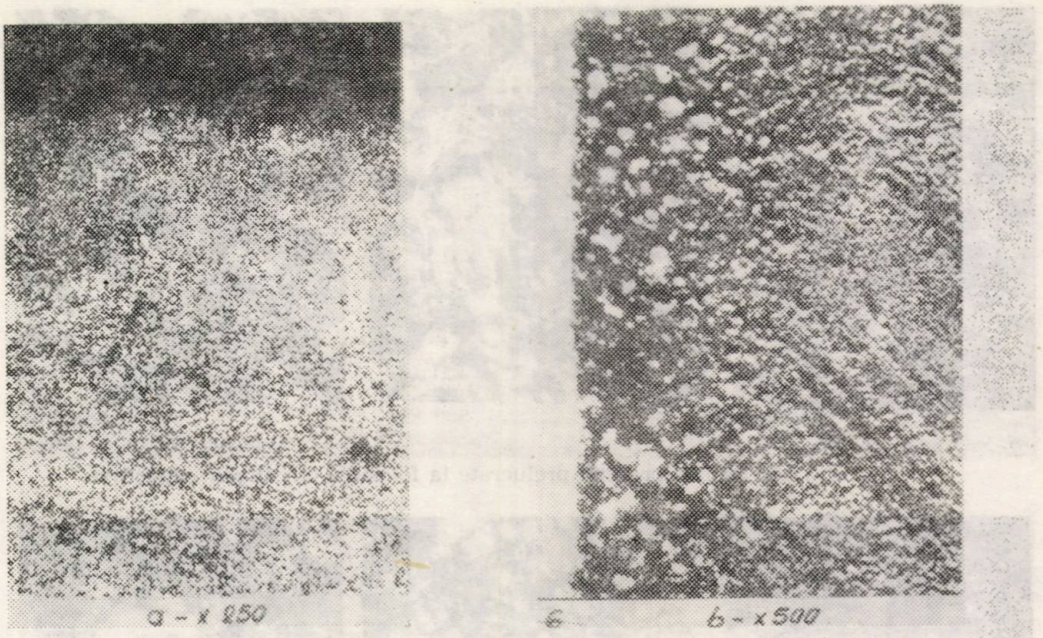


Fig. 6. a — ×250; b — ×500; Structura stratului superficial la utilizarea circuitelor inductive.

...30 A) provoacă o degradare intensă a materialului în zona influențată termic (fig. 4) ; liantul avînd o temperatură de fuziune mai scăzută decît a fazelor intermediare este topit și parțial vaporizat, remarcîndu-se o pierdere a legăturii dintre carburi ;

– la folosirea circuitelor capacitive, zona influențată termic are un caracter pulsator (cu o grosime medie $\delta = 8...18$ μm funcție de valoarea capacității) ca urmare a descărcărilor pulsatorii ale condensatorului peste spațiul de lucru (fig. 5) ;

– în cazul circuitelor inductive se remarcă apariția unui strat superficial uniform distribuit și cu o grosime de 8...12 μm (fig. 6 *a*) ; gradul mare de uniformitate a stratului este explicabil prin distribuția uniformă a energiei pe un număr mare de impulsuri cu o energie mai mică. La fel ca și în cazul precedent, fenomenele de difuzie fiind activate puternic, se sesizează creșterea dimensională prin coalescență a unor faze de carburi prezente în stratul de suprafață (fig. 6 *b*).

Ca urmare a transformării energiei cinetice a sarcinilor electrice în mișcare și mai puțin prin efect Joule-Lenz, la suprafața obiectului de prelucrat are loc o încălzire bruscă a unor porțiuni limitate de metal. În funcție de caracteristicile impulsurilor și de constantele termofizice ale sistemului, aceste mici porțiuni ajung la temperatura de topire sau chiar de vaporizare fiind expulzate în interstițiu și pe suprafața prelucrată luînd naștere o serie de cratere.

Cercetarea caracterelor suprafețelor prelucrate folosind cele trei tipuri de circuite s-a făcut cu ajutorul unui microscop stereo și la microsonda electronică utilizînd tehnica electronilor secundari.

Imaginile prezentate în fig. 7...9 evidențiază diferențe semnificative între aspectul și mărimea craterelor formate, justificînd caracterul aleator al descărcării /1/.

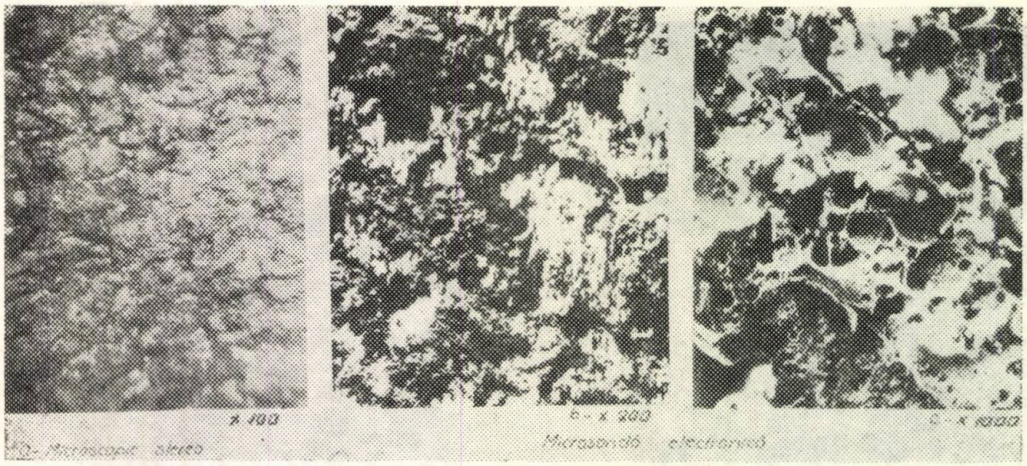


Fig. 7. Caracterul suprafeței prelucrate la folosirea circuitelor capacitive.

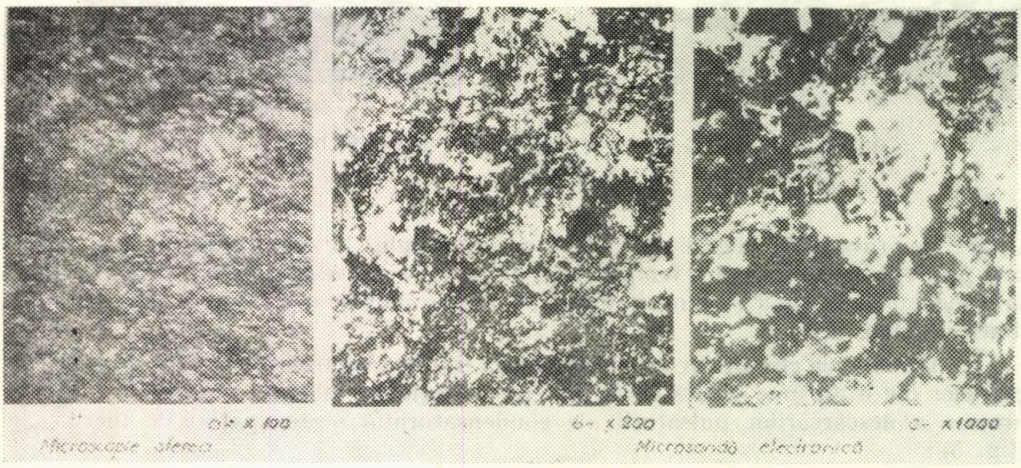


Fig. 8. Caracterul suprafeței prelucrate la folosirea circuitelor rezistive.

Fig. 9. Caracterul suprafeței prelucrate la folosirea circuitelor inductive.

La utilizarea circuitelor capacitive, suprafața prelucrată prezintă o rugozitate maximă, iar propagarea microfisurilor se face de obicei intercristalin, de-a lungul peliculei de liant (fig. 7*a* ... *c*).

Cea mai bună calitate a suprafeței prelucrate se obține la folosirea circuitelor inductive, cînd dimensiunile craterelor sînt cele mai mici și înălțimea microneregularităților este în general constantă (fig. 9 *a* ... *c*).

În toate cele trei cazuri se remarcă prezența pe suprafața prelucrată a unor microparticule de metal prelevat și solidificat instantaneu.

5. Concluzii

1. Morfologia zonei influențate termic la prelucrarea prin eroziune complexă a carburilor sinterizate este dependentă de caracterul circuitului prin mărimea și distribuția energiei descărcărilor.

2. La folosirea unor regimuri dure de lucru (circuite capacitive cu valori mari ale capacităților în paralel cu spațiul de lucru sau chiar a celor rezistive cu I>25...30 A) se constată fenomene de degradare intensă a structurii în Z.I.T. și chiar microfisuri orientate perpendicular pe suprafața prelucrată.

3. Utilizarea circuitelor capacitive favorizează apariția unui strat influențat termic, de grosime maximă și avînd un caracter pulsator.

4. Folosirea circuitelor inductive asigură o calitate bună a suprafeței, iar cele capacitive conduc la o rugozitate maximă și la cele mai mari dimensiuni de cratere.

BIBLIOGRAFIE

1. Herșcovici P. — Materiale dure. Editura tehnică București 1970
2. Nanu A. — Tehnologia materialelor. Editura Didactică și Pedagogică București 1978
3. König W. și alții — Funkenerosive Bearbeitung von Hartmetall Westdeutscher Verlag 1974

CHARAKTERISTISCHE PHYSIKALISCHE VORGÄNGE BEI KOMPLEXER EROSIVEN BEARBEITUNG DER GESINTERTEN KARBIDE

ZUSAMMENFASSUNG

In der Arbeit wird der Einfluss des Arbeitskreises (kapazitiv, resistiv, oder induktiv) auf die Morphologie der thermische beeinflussten Zone und auf den Entstehungsvorgang der Krater, bei komplexer erosiver Bearbeitung der gesinterten Karbide der Gruppe P untersucht.

Mittels optischer und elektronenmikroskopischen Untersuchungen wird bewiesen, dass die Verwendung kapazitiver Arbeitskreise thermisch beeinflusste Zone maximaler Dicke und mit pulsativen Charakter bewirkt und maximale Rauhheit der Oberfläche hervorruft.

Die Verwendung induktiver Arbeitskreise führt zu einer gleichmässigen Tiefe der thermisch beeinflussten Zone sowie zu einer guten Oberflächengüte.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁR

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 1 — 1981**

CONSIDERAŢII ASUPRA MECANISMULUI DE PRELEVARE A MATERIALULUI LA PRELUCRAREA PRIN EROZIUNE ELECTRICĂ A MICROALEZAJELOR

DE

G. DRAGHICI, GH. SAVII, FR. SZAUFTMAN

Prelucrarea dimensională prin eroziune electrică este guvernată de procese complexe, determinate de acţiunea descărcărilor electrice. Multitudinea de factori ce intervin la un moment dat creează dificultăţi în fundamentarea unui model matematic universal, care să descrie mecanismul de prelevare a materialului. Din acest motiv este necesară particularizarea condiţiilor şi recurgerea în paralel, la experimentări.

Pentru a concepe un model al procesului termic de prelucrare prin eroziune electrică a microalezajelor au fost admise următoarele condiţii :

– electrodul sculă : alamă, cu diametrul 0,19 mm,

– obiectul prelucrării : oţel aliat 18 CrNi 20 carbonitrurat, cu grosimea 1,1 mm,

– lichidul dielectric : apă deionizată, cu conductibilitatea electrică 15 μS/cm,

– regimul electric : tensiunea de amorsare $U_0=280$ V, rezistenţa $R=540\ \Omega$, capacităţi $C=12{,}5\ldots125$ nF,

– regimul oscilaţiilor forţate ale electrodului sculă : amplitudinea $A=3$ μm, frecvenţa $\nu=90$ Hz.

În vederea stabilirii repartiţiei în timp şi în spaţiu a energiei termice generate de descărcarea electrică se consideră sursa termică de dimensiuni infinite (în realitate, canalul de descărcare are o valoare finită) ; de asemenea se admite că pentru o durată constantă a descărcării electrice corespunde o valoare constantă a puterii specifice. Cu aceste precizări se deduce /1/, spre exemplu, pentru regimul cu capacitatea $C=50$ nF, căruia îi corespunde durata de descărcare $t=10{,}8$ μs, o putere specifică introdusă $P_s=0{,}1$ W/μm^2, aceasta constituind valoarea fluxului termic F_0 care determină transformările de stare la suprafaţa obiectului prelucrării ($x=0$). Temperatura rezultată va fi :

$$T(t)_{x=0}=\frac{2F_0}{\lambda}\sqrt{\frac{a\cdot t}{\pi}} \tag{1}$$

unde λ este conductibilitatea termică ($\lambda_{oţel}=13{,}9$ W/m °K), $a=\dfrac{\lambda}{\rho\cdot c}$ şi reprezintă coeficientul de difuzibilitate termică, ρ fiind densitatea ($\rho_{oţel}=8\,190$ kg/m^3) şi o căldură specifică ($c_{oţel}=607$ J/Kg °k).

Curbele de variaţie a temperaturii atinse la suprafaţa obiectului prelucrării, în funcţie de energia, respectiv frecvenţa descărcărilor electrice sînt reprezentate în figurile 1 şi 2.

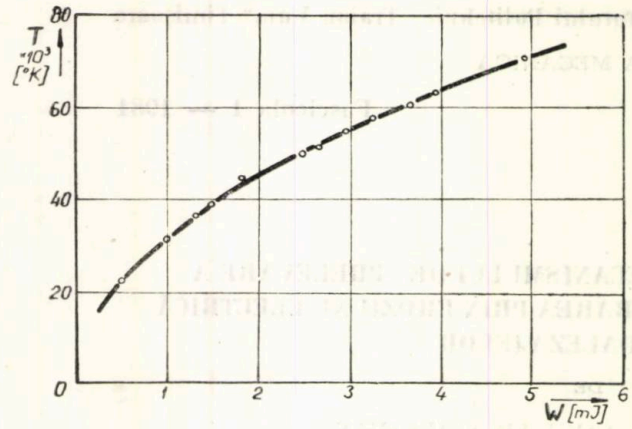


Fig. 1

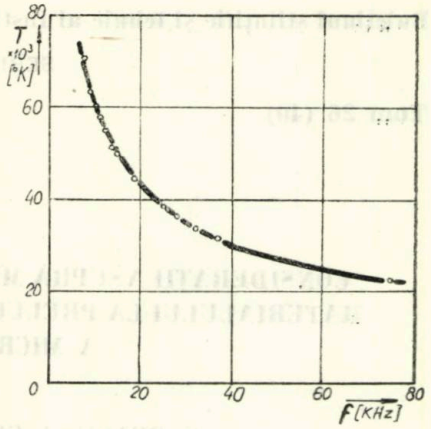


Fig. 2.

Temperatura la o adîncime x, determinată de acțiunea fluxului termic F considerat constant pentru o durată a descărcării electrice este dată de expresia :

$$T(t, x) = \frac{2F\sqrt{a \cdot t}}{\lambda}\left[\frac{1}{\sqrt{\pi}}\exp\left(-\frac{x^2}{4a \cdot t}\right) - \frac{x}{\sqrt{4\pi a \cdot t}}\int_{\frac{x}{\sqrt{4\,at}}}^{\infty} e^{-\xi^2}\, d\xi\right] \quad (2)$$

Rezolvarea integralei fiind dificilă, întrucît nu admite primitivă se va descompune în două integrale .

$$\int_{\frac{x}{\sqrt{4\,at}}}^{\infty} e^{-\xi^2} d\xi = \int_0^{\infty} e^{-\xi^2} d\xi - \int_0^{\frac{x}{\sqrt{4\,at}}} e^{-\xi^2} d\xi$$

Prima integrală conduce la soluția :

$$\int_0^{\infty} e^{-\xi^2} d\xi = \int_0^{\infty}\int_0^{\infty} e^{-(x^2+y^2)}\, dx \cdot dy = \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^{\infty} \rho e^{-\rho^2} d\rho = \frac{\sqrt{\pi}}{2},$$

iar cea de-a doua integrală se rezolvă prin dezvoltarea în serie, păstrîndu-se din aceasta doar primii trei termeni

$$\int_0^{\frac{x}{\sqrt{4\,at}}} e^{-\xi^2} d\xi = 1 - \frac{\xi^2}{1!} + \frac{\xi^4}{2!}\Bigg|_0^{\frac{x}{\sqrt{4\,at}}}$$

Făcînd înlocuirile în expresia (2), aceasta devine :

$$T(t, x) = \frac{2F\sqrt{at}}{\lambda}\left[\frac{1}{\sqrt{\pi}}\exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right) - \frac{x}{4\sqrt{at}} - \frac{x^3}{8\sqrt{(\pi at)^3}} + \frac{x^5}{32\sqrt{(\pi at)^5}}\right] \quad (3)$$

Din relația (3), considerînd temperatura de vaporizare a oțelului $T(t, x) = T_v = 3\,000$ °K și în funcție de aceasta efectuînd corecția coeficientului de difuzibilitate termică $a' = \frac{\lambda}{\rho c'}$, în care $c' = c + \frac{m+n}{T_v} = 2\,510$ J/kg °K, m fiind căldura specifică de topire, iar n căldura specifică de vaporizare se obține adîncimea pînă la care materialul este vaporizat.

Sub stratul vaporizat, materialul se află în stare lichidă. Pe baza legilor termodinamicii se poate considera că din energia termică transmisă obiectului prelucrării 70% determină vaporizarea materialului, iar 30% cauzează topirea lui. Admiţînd temperatura de topire a oţelului $T(t, x)=T_t=1\,500$ °K, aplicînd corecţia coeficientului de difuzibilitate termică $a''=\frac{\lambda}{\rho c''}$, unde $c''=c+\frac{m}{T_t}=$ $=653$ J/kg °K se obţine adîncimea materialului aflată în stare lichidă.

În diagramele din figurile 3 şi 4 s-a reprezentat grafic variaţia adîncimii materialului în stare topită, respectiv în stare de vapori, în funcţie de energia şi frecvenţa descărcărilor electrice.

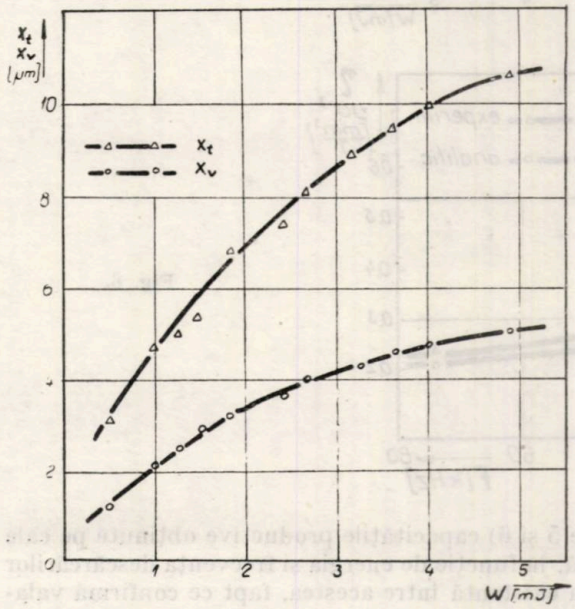


Fig. 3.

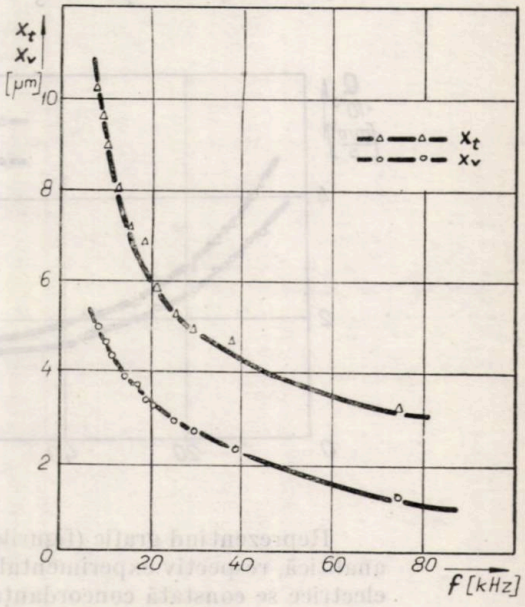


Fig. 4.

Materialul topit şi vaporizat este evacuat de către unda de şoc creată de forţe electrodinamice, care acţionează pînă la o anumită adîncime în timpul descărcării electrice şi de forţe mecanice, care apar în pauza dintre impulsuri, ca urmare a variaţiei bruşte a presiunii în spaţiul de lucru, pe suprafaţa obiectului prelucrării formîndu-se cratere. Volumul unui crater este :

$$V=\frac{1}{6}\pi h\,(h^2+3r^2), \tag{4}$$

unde h este adîncimea craterului, iar r raza acestuia. Pentru condiţiile admise, aria canalului de descărcare la suprafaţa obiectului prelucrării este $S=60\ldots100$ μm² /1/, de unde se deduce raza craterului format.

Admiţînd ipoteza simplificatoare că în cazul prelucrării microalezajelor, datorită suprafeţei mici de interacţiune existentă între electrodul sculă şi obiectul prelucrării, prelevarea are loc printr-o succesiune de descărcări singulare de energie W, frecvenţă f şi coeficient de umplere τ se poate calcula capacitatea productivă :

$$Q=\eta W f \tau \tag{5}$$

în care factorul de proporţionalitate η este exprimat ca raport între volumul craterului şi energia descărcării electrice.

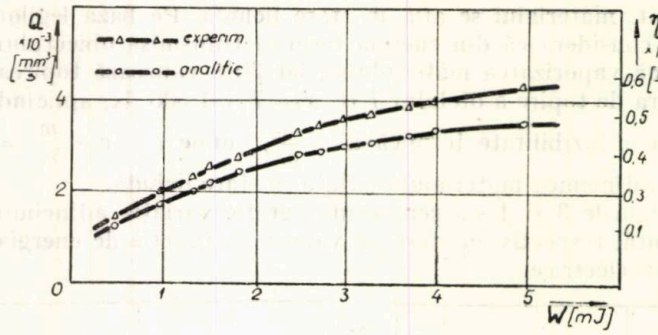


Fig. 5.

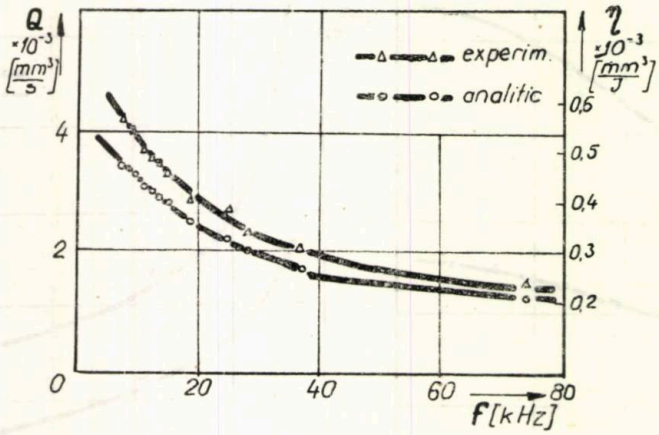


Fig. 6.

Reprezentînd grafic (figurile 5 și 6) capacitățile productive obținute pe cale analitică, respectiv experimentală, în funcție de energia și frecvența descărcărilor electrice se constată concordanța existentă între acestea, fapt ce confirmă valabilitatea modelului termic particularizat condițiilor de prelucrare a microalezajelor prin eroziune electrică.

BIBLIOGRAFIE

1. Van Osenbruggen C. — Mikroszikraforgácsolás. Finommechanika nr. 10/1971

CONSIDÉRATION SUR LE PROSSESUS D'ENLÉVEMENT DU MATÉRIAU PENDANT L'USINAGE PAR ELECTRO-ÉROSION DES MICRO-ORIFICES

RÉZUMÉ

Le travail se propose de mettre les bases d'un modèle du processus thermique d'usinage par électro-érosion, modèle qui soit valable aux condition de certains micro-orifices.

A l'aide d'expression analytiques on fait le calcul de la température atteinte par l'objet usiné dans la zone limite du canal de décharge ainsi que celui de la profondeur à laquelle le flux thermique amène la fonte et la vaporisation du materiau, fonction de l'énergie et de la fréquence des décharges électriques.

En fin de compte on compare la capacité productive obtenu par voies expérimentale et analitique et l'on remarque une parfaite concordance, ce qui confirme la valabilité du modèle thermique établi.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

MACHINES ULTRASONIQUES POUR LE FINISSAGE DES FILIÈRES DE DIAMANT ET DE CARBURES MÉTALLIQUES

PAR

TUDOR ICLĂNZAN, ALIMPIE IGNEA, GHEORGHE SAVII

1. Introduction

Le refait géométrique et dimensionelle des filières par repolissage et finissage, utilisant les méthodes classiques est coûteux, de long durée et peu productif. On a indiqué que l'introduction d'énergie ultrasonique cause un processus complexe d'érosion abrasif et cavitationel ayant comme principaux effets la réduction du temps d'usinage depuis quelques heures jusqu'à quelques minutes [2], [3]. Quelques ouvrages [1], [2], [4], [5], [6] ont précisé les paramètres technologiques d'usinage ultrasonique et les particularitées de construction des composants ultrasoniques utilisables pour ce procedé. Vue que chaque jour dans les sections de tréfilage des disaines de filières se détériorent par l'usage, les avantages des finissages ultrasoniques sont évidents. Bien que les entreprises specialisées mettent à notre disposition des modèles diverses à partir des machines simplifiées jusqu'aux machines complexes, l'intérét technique, économique et même social impose des options précises. Les critères et les réponses resumatives présentées dans le tableau nr. 1 montrent les conditions concrètes et le degré d'intérét de l'industrie roumaine pour cette technologie qui nous indique comme modèle represéntatif „la machine-outil de complexité moyenne".

Tableau 1

Conditions de réalisation des machines-outils ultrasonique pour finissage

Finissage ultrasonique des filières	IMPLICATION		
	TECHNIQUES	ECONOMIQUES	SOCIAL HUMAIN
MACHINE-OUTIL COMPLEX (automatique)	Fonctions technologiques complexes. Cycle automatiques. Fiabilité réduite. Reglages difficiles.	Prix élévé. Depenses d'entretien.	Tendance d'inactivité technologique de l'ouvrier. Rôle de surveillance. Tendance de la machine de domine l'ouvrier.
MACHINE-OUTIL DE COMPLEXITE MOYEN	Fonctions technologiques complétes. Cycle semiautomatiques. Regloges faciles. Flexibilité technologiques.	Prix moyen. Entretien facile.	L'ouvrier actif. L'homme domine la machine en l'utilisant, créateur dans le processus technologique.
MACHINE-OUTIL SIMPLISTE	Fonctions technologiques simplistes. Regloges faciles. Fiabilité élévé. Flexibilité reduite.	Prix reduit. Entretien facile.	L'ouvrier a l'activité simpliste, de routine. L'ouvrier est subordonné aux fonctions reduites de la machine.

Dans ces conditions l'expérience de recherche technologique du laboratoire ultrasonique de l'Institut Polytechnique de Timişoara – Roumanie a permis l'abordation de la construction des prototypes des machines-outils pour finissage ultrasonique des filières de diamant et de carbures métalliques utilisées au tréfilage des fils.

2. La solution du problème

L'évolution de la recherche technologique et de la construction des machines-outils a suivi quelques critères de fond :

– la conaissance des paramètres technologiques et de leurs interdépendances dans le processus de finissage ultrasonique.

– la définition de la structure constructive-fonctionnelle des machines-eutils conforme aux exigences du precessus d'usinage.

Premièrement on a effectué des tests experimentaux sur la maniére d'usinage d'un lot de filières contenu dans la gamme dimensionnelle de 0,1 au 4 mm. Un montage expérimental ayant un générateur ultrasonique transistorisé, puissance 350 W, a été utilisé pour l'usinage des filières de petites dimensions. La tête d'usinage était de type magnetostrictif ayant comme principaux éléments deux résonateurs de ferrites. Un autre montage expérimental installé sur le plateau d'une machine-outil ultrasonique de grande puissance, 800 W, pour l'usinage des matériaux durs et fragiles (figure nr. 1) a été utilisé pour les filières de dimensions plus élévées jusqu'à 5 mm. Dans ce cas on a employé un transducteur à magnetostiction utilisant des laminés de nickel.

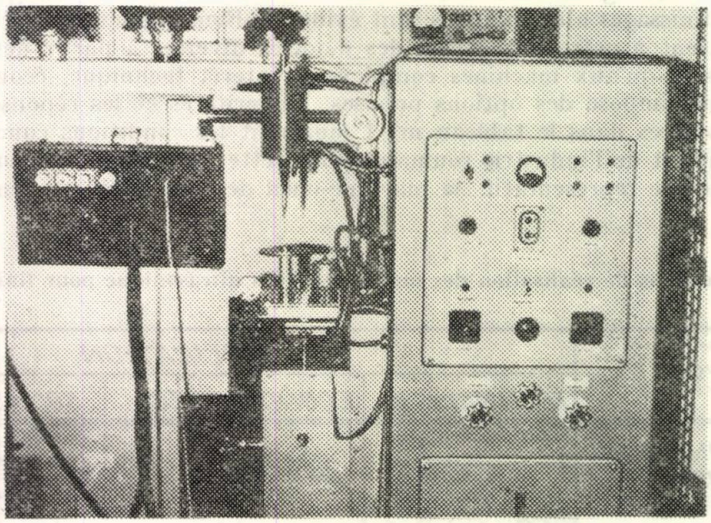


Fig. 1. Montage experimental installé sur le plateau d'une machine-outil ultrasonique pour l'usinage des materiaux durs et fragiles.

En conclusion, l'interprétation des résultats experimentaux obtenus a démontré que :

– les machines-outils ultrasoniques doivent présenter des possibilités de réglage des principaux paramètres technologiques come ; la fréquence, l'amplitude d'oscilation d'outil, la pression de contact, la rotation du plateau port-

filière et la durée de l'usinage. On constate que la combinaison optimum des valeurs de ces paramètres est en fonction du caractère concret de la défection et de la dimension des filières.

– l'expérience professionnelle de l'ouvrier et sa possibilité d'intervenir dans la détermination ou la correction du règime d'usinage sont souvent décisives surtout aux filières de diamants naturels.

– les machines-outils qui dans ces conditions correspondent le mieux au finissage sont celles de complexité moyene du point de vue constructif et fonctionnel.

– l'uniformisation constructive avec d'autre équipements ultrasoniques (machine-outils pour percage et machines-outils pour soudage ultrasonique) est possible et même rationnelle du point de vue économique dans le cas particulier de la chaine de fabrication réduite.

Les résultats de ces recherches ; on a projeté et realisé les machines-outils de finissage ultrasonique de type MFU-01, MFU-02 et MFU-02/D. La machine-outil de type MFU-02 pour la finissage des filières, comprise dans la gamme dimensionelle de 0,1 – 4 mm, equipée avec un générateur transistorisé et tête d'usinage à magnetostriction de nickel ou ferrites est presentée dans la figure 2.

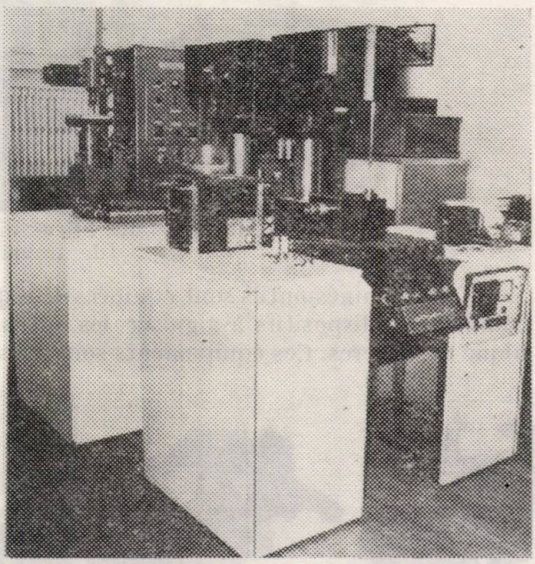


Fig. 2. Machine-outil ultrasonique type MFU-02 pour finissage des filières de diamant et de carbures métallsues.

Le systéme de mise en mouvement de la machine est de type electromécanique assurant la réalisation du cycle d'usinage semiautomatique. Le panneau frontal pour comande et contrôle de la machine outil assure le réglage de la rotation du plateau pet-filière, la vitesse d'approche et d'arrêt, la force de pousser, la durée d'usinage. Les phases du cycle d'usinage sont semnalisées. Les principales caractéristiques technique de la machine-outil sont :

– la fréquence d'usinage 20 kHz.
– générateur ultrasonique transistorisé de 120 W puissance.
– tête d'usinage avec transducteur à magnétostriction (nickel ou ferrites).
– la rotation du plateau port-filières 50 – 1 600 rot./min.
– la sensibilité du mécanisme d'avance 0,075 daN.

Les résultats obtenus ont été parmi les meilleurs. On a realisé à titre experimental la machine-outil type MFU – 02/D ayant les mêmes caractéristiques techniques, mais une tête d'usinage avec deux postes et avec deux plateaux portfilières avec compensation automatique des differences de charge ou de profondeur d'usinage. Les deux transducteurs peuvent être couplés au générateur pour finissage des filières de petites dimensions, ou aux générateurs distincts pour finissage des filières de dimensions élévées. La machine-outil avec deux postes d'usinage est présentée dans la figure 3 et elle est particulierement destinée pour la finissage des filières de proches dimensions.

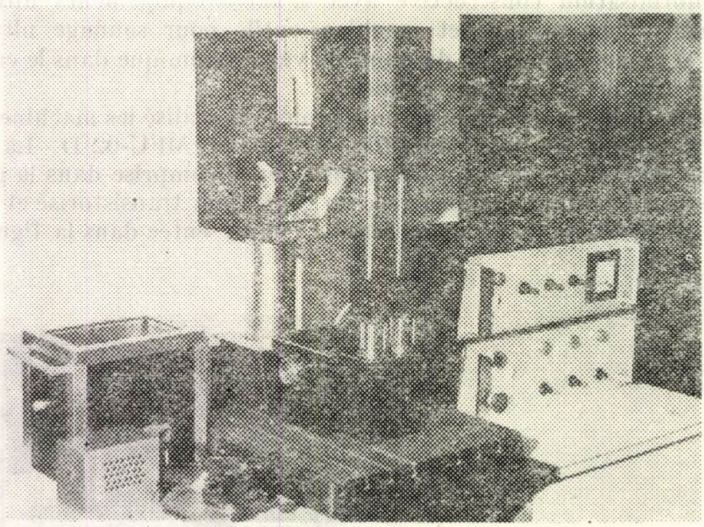


Fig. 3. Machine outil ultrasoniques avec deux postes de travail.

Ces machines-outils sont equipées des équipements technologiques auxiliaires comme ; les dispositifs à aiguiser les outils et les cuves de nettoyage ultrasonique des filières. Ces équipements sont presentés dans la figures nr. 4 et nr. 5.

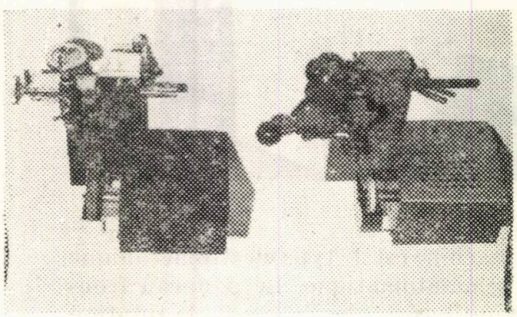


Fig. 4. Dispositif a aiguiser l'outil.

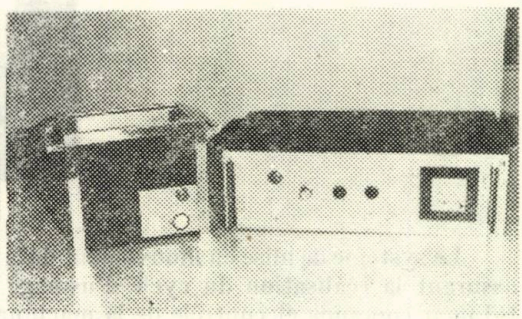


Fig. 5. Cuve de nettoyage ultrasonique avec son générator.

La cuve ultrasonique équipée avec trois ferrites à magnétostriction à fréquence de 20 kHz peut être séparement mis en valeur avec le générateur comme un ensemble nécessaire au netoyage ultrasonique des pièces de petites dimensions. Le tableau nr. 2 présente par comparaison, les principales caracteristiques techniques et fonctionnelles de quelques machines-outils ultrasoniques realisées par diverses entreprises.

Tableau comparatif concernant les principaux parametres techniques des diverses machines

Type de la machine outil	Caracteristiques tehniques principales				Caracteristiques constructives fonctionelles particulieres pour la machine outil	Limitation possible
	Generateur / Tête d'usinage	Frequence [KHz]	Puissance [W]	Mecanisme d'avance / plateau port filiere		
USTZ 100/25 Urbonek (RFAllemagne)	Transistorisé avec RAF / Piézo electrique PTZ	25	50	Electromagnetique à l'action sur le plateau rotatif sensibilité ~ 0,050 daN	Finissage des filières ϕ0,08-ϕ5 mm Machine outil specialisée Dimensions 450×450×400 mm	—
USN 150N25S Genety (France)	Transistorisé / Magneto strictif (nickel)	22,5-27,5	150	Hidraulique à l'action sur le plateau rotatif	Finissage des filières ϕ0,02-ϕ4 mm Machine outil specialisée Dimensions 222×402×289 mm	—
ME-76 (USSR)	Transistorisé RAF / Piézo electrique	22	100	Electromecanique	Finissage des filières ϕ0,12-ϕ2 mm Machine outil specialisée Dimensions 1180×650×450 mm	—
B15 Branson (USA)	Transistorisé RAF / Piézo electrique	20	150	Mecanique à l'action directe sur le plateau	Finissage des filières ϕ0,05-ϕ1,5 mm Machine outil specialisée	—
DISONIC ENGIS (England)	Transistorisé RAF / Magneto strictif	18/20	—	Pneumatique à l'action sur le plateau	Finissage des filières ϕ0,5-ϕ10,5 mm Machine outil specialisée Tête d'usinage rotative (5000 rot/min) Outil en diamant	Outil en diamant - prix elevée -
MFU-02 I.P.Timişoara (Roumanie)	Transistorisé RAF / Magneto strictif (nickel ou ferrites)	20/28	120	Electromecanique à l'action sur la tête d'usinage sensibilité ~0,075 daN	Finissage des filières ϕ0,1-ϕ4 mm Machine outil en construction uniformisé Possibilites de reglage des parametres d'usinage Dimensions 810×750×1555 mm	—

3. Conclusions

Les résultats pratiques obtenus par le finissage ultrasonique des filières en diamant et en carbures métalliques et la réalisation des machines-outils afférentes ont mis en valeur l'utilité de quelques directions particulières de la recherche :

– l'équipement des machines-outils ultrasoniques avec des dispositifs automatiques à aiguiser les outils intégrés dans le cycle d'usinage.

– l'équipement des machines-outils ultrasoniques avec un groupe electrochimique pour le finissage combiné, c'est le plus efficace, ultrasonique et éléctrochimique pour les filières de carbures métalliques.

BIBLIOGRAPHIE

1. Iclănzan T., Ignea A. — Machine ultrasonique pour le finissage des filières de diamant et de carbures métalliques. Projét technique et d'execution. Contrat Nr. 167/76 et Nr. 215/79. Inst. Polytechnique de Timişoara
2. Iclănzan T., Deak F., Savii Gh. — L'utilisation des ultrasons au refait des filières de diamant et de carbures métalliques. — Communication scientifique : Session de la Comission d'Acoustique, Acad. RSR, Bucarest, 29—30 nov. 1979
3. Discon F. I. — Wire Industry/England/1970, vol. 37, nr. 441, p. 921
4. Iclănzan T. — Le rôle des parametres acoustiques dans la construction des systémes d'avance aux machines d'usinage par érosion ultrasonique. — La II-e Conférence de novelles technologies dans la construction des machines - Déc. 1977, Université de Galaţi, vol. III, p. 139
5. Iclănzan T. — Brevet d'invention Nr. 59927/75 Roumanie
6. Savii Gh., Iclănzan T., et autres - Brevet d'invention Nr. 60798/75 Roumanie

MAŞINI DE FINISAT CU ULTRASUNETE FILIERE DE DIAMANT ŞI CARBURI METALICE

REZUMAT

Studii şi cercetări experimentale preliminare au stabilit soluţii constructiv funcţionale particulare în construcţia maşinilor de finisat cu ultrasunete a filierelor de diamant şi carburi metalice. Articolul prezintă moduri concrete de rezolvare a problemelor tehnice specifice – acordarea sistemului ultrasonic condiţiilor tehnologice ale finisării – şi rezultatele obţinute la Institutul Politehnic „Traian Vuia" din Timişoara în realizarea unor maşini cu performanţe de nivel tehnic ridicat.

Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timișoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

CONTRIBUȚII LA STUDIUL DINAMICII SPAȚIULUI DE LUCRU ÎN CARE SE DESFĂȘOARĂ PROCESUL DE PRELUCRARE PRIN EROZIUNE ELECTRICĂ

DE

G. DRĂGHICI

În procesul de prelucrare prin eroziune electrică se impun anumite condiții pentru limitele spațiului de lucru dintre suprafața obiectului de transfer (electrodul sculă) și aceea a obiectului prelucrării, în care, în prezența lichidului dielectric se amorsează descărcările electrice. Sub acțiunea acestora au loc fenomene complexe, straturile marginale ale obiectului prelucrării și electrodului sculă suferind transformări de stare, urmate de distrugerea integrității materialului și detașarea de particule.

Ca urmare a efectului de erodare, spațiul de lucru dintre cei doi electrozi își modifică parametrii, fiind necesar ca mărimea interstițiului să fie reglată între limitele care satisfac condiția de amorsare a descărcărilor electrice prin străpungerea lichidului: $x_{min} < x < x_{max}$ [3]. Limita inferioară de reglare a mărimii interstițiului este determinată de dimensiunile particulelor erodate ce nu au fost evacuate din interstițiu și care pot cauza apariția stării de scurtcircuit, cu consecințe negative asupra desfășurării procesului și calității stratului superficial al electrozilor. Valoarea superioară de reglare a mărimi interstițiului este limitată de condiția de străpungere a lichidului dielectric, evitîndu-se impulsurile de mers în gol.

Asupra spațiului de lucru acționează însă o serie de factori perturbatori, cum sînt: modificarea concentrației produselor eroziunii, care atrage după sine schimbarea condițiilor de străpungere a lichidului dielectric; modificarea suprafeței de interacțiune și a proprietăților fizico-chimice ale materialului obiectului prelucrării, electrodului sculă și lichidului dielectric; variația tensiunii de alimentare; modificarea parametrilor mecanici ai mașinii, ca urmare a jocurilor, deformațiilor, frecărilor.

Prin urmare, reglarea mărimii interstițiului trebuie să se facă ținîndu-se seama de acțiunea unui ansamblu de factori, cu ajutorul unui sistem automat, care să realizeze avansul electrodului și care trebuie să asigure desfășurarea în condiții stabile a procesului de erodare.

La proiectarea sistemului automat de reglare a avansului electrodului, o etapă importantă se referă la analiza stabilității dinamice a acestuia, care poate fi efectuată pe cale analitică sau experimentală [1]. Metoda analitică este utilizabilă în cazul în care caractersticile dinamice ale elementelor componente pot fi deduse cu ușurință și nu prezintă o formă matematică de complexitate ridicată.

Spațiul de lucru constituie veriga reglată a sistemului automat, la care mărimea de intrare este viteza de avans a electrodului, iar mărimea de ieșire este valoarea interstițiului. Pentru deducerea caracteristicii sale este necesar a se studia dinamica spațiului de lucru. În acest scop se consideră în prealabil situația existentă la un moment dat (figura 1) : electrodul sculă ES și obiectul prelucrării OP se găsesc la distanța x. Într-un interval de timp Δt, ca urmare a prelevării de material din obiectul prelucrării Δx_{OP}, a uzurii electrodului sculă Δx_{ES} și a înaintării electrodului cu viteza v_n, rezultă o variație a interstițiului [3] :

$$\Delta x = \Delta x_{OP} + \Delta x_{ES} - v_n \Delta t \tag{1}$$

Împărțind cu Δt se obține

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{\Delta x_{OP}}{\Delta t} + \frac{\Delta x_{ES}}{\Delta t} - v_n \tag{2}$$

unde $\frac{\Delta x_{OP}}{\Delta t}$ reprezintă viteza medie de prelevare a materialului obiectului prelucrării, $\frac{\Delta x_{ES}}{\Delta t}$ este viteza medie de uzare a materialului electrodului sculă, iar suma acestora constituie viteza medie de erodare în intervalul Δt.

Ținînd seama de faptul că pe parcursul desfășurării procesului viteza de erodare se modifică, viteza de variație a mărimii interstițiului se va exprima prin ecuația diferențială :

$$\frac{dx}{dt} = v_e - v_n \tag{3}$$

sau

$$v_n = v_e - \dot{x} \tag{4}$$

unde v_e și v_n reprezintă vitezele momentane de erodare și respectiv de avans a electrodului.

Viteza de erodare v_e este o funcție de mărimea x a interstițiului, avînd reprezentarea grafică dată în figura 2 [3], în care se observă variația cu caracter extremal a acesteia. Poziția și amplitudinea maximă a vitezei de erodare este funcție de valoarea medie reglată a mărimii interstițiului (x_1, x_n sau x_3).

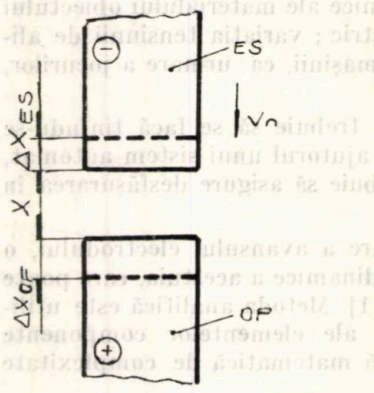


Fig. 1.

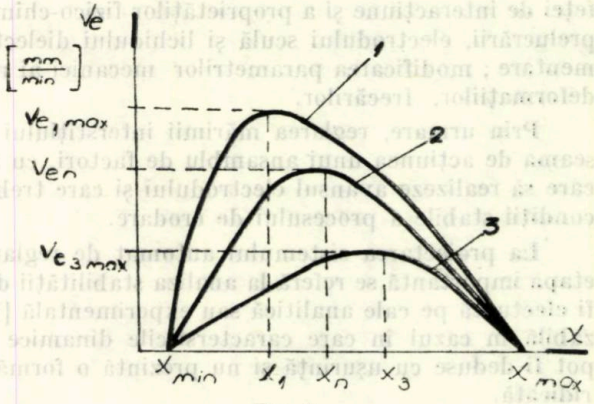


Fig. 2

În multe situații însă, cînd condițiile de evacuare a produselor eroziunii sînt dificile este necesar a se lua măsuri de îmbunătățire a stabilității procesului de prelucrare, în vederea măririi vitezei de erodare. În acest sens s-a dovedit a fi eficientă imprimarea unei mișcări vibratorii electrodului sculă [2], [4].

Dacă se admite reglarea mărimii interstițiului la valoarea x_1, domeniul de variație a amplitudinii mișcării vibratorii în scopul găsirii valorii optime este restrîns, la amplitudini $A>2(x_1-x_{min})$ apărînd starea de scurtcircuit a electrozilor. Pentru reglarea interstițiului la valoarea x_3, dezavantajele sînt determinate de apariția impulsurilor de mers în gol, la amplitudini $A>2(x_{max}-x_3)$. Din aceste motive se preferă efectuarea reglajului cu menținerea mărimii interstițiului la valoarea $x_n=\frac{1}{2}(x_{max}+x_{min})$. În acest caz, variația vitezei de erodare în procesul de prelucrare are loc după curba 2, care poate fi aproximată cu o parabolă. Considerînd pentru simplificare originea în punctul x_{min}, deci admițînd existența condițiilor de amorsare a descărcărilor electrice la $x_{min}=0$, rezultă ecuația :

$$v_e=-\frac{v_{en}}{x_n^2}x^2+\frac{2v_{en}}{x_n}x \tag{5}$$

Făcînd înlocuirea în relația (4) se obține ecuația diferențială a spațiului de lucru, care exprimă dependența între mărimea de intrare v_n și cea de ieșire x:

$$v_n=-\frac{v_{en}}{x_n^2}x^2+\frac{2v_{en}}{x_n}x-\dot{x} \tag{6}$$

Pentru efectuarea studiului stabilității sistemului automat trebuie determinată funcția de transfer a spațiului de lucru. În acest scop este necesar a se realiza în prealabil liniarizarea locală a ecuației diferențiale (6). Folosind metoda trecerii la abatere și considerînd că mărimea interstițiului este reglată în jurul valorii x_n, cu o abatere Δx mică, prin trecerea la variabilele Δv_n și Δx, ecuația diferențială a spațiului de lucru devine :

$$\Delta v_n+v_{nom}=-\frac{v_{en}}{x_n^2}(x_n+\Delta x)^2+\frac{2v_{en}}{x_n}(x_n+\Delta x)-(x_n+\Delta x)' \tag{7}$$

unde v_{nom} reprezintă viteza nominală de avans a electrodului sculă pentru mărimea interstițiului egală cu x_n. Efectuînd calculele și neglijînd termenul în Δx^2 se obține expresia

$$\Delta v_n+v_{nom}=-\Delta\dot{x}+v_{en} \tag{8}$$

căreia i se aplică operatorul Laplace, rezultînd funcția de transfer a spațiului de lucru :

$$Y(s)=-\frac{1}{s} \tag{9}$$

În funcție de soluția constructivă adoptată pentru sistemul automat de reglare a avansului se stabilesc analitic sau pe cale experimentală ecuațiile diferențiale și apoi funcțiile de transfer și pentru celelalte elemente componente ale acestuia. Pe baza acestora pot fi deduse condițiile de stabilitate dinamică [2].

BIBLIOGRAFIE

1. Babuția I., Budișan N. — Teoria aiatemelor automate. I.P. Traian Vuia Timișoara, 1976
2. Drăghici G. — Cercetări privind construcția utilajului și stabilirea tehnologiei de prelucrare a microalezajelor prin eroziune electrică. Teză de doctorat, I.P. Traian Vuia Timișoara, 1980
3. Gutkin B. G. — Avtomatizația elektroerozionih stankov. Izd. Mașinostroenie, Leningrad, 1971
4. Nichici A.. — Fenomene fundamentale la prelucrarea prin scintei electrice cu electrod oscilant. Teză de doctorat, I.P. Traian Vuia Timișoara, 1970

CONTRIBUTION SUR L'ÉTUDE DE LA DINAMIQUE DE L'ESPACE DE TRAVAIL DANS LEQUEL SE DÉROULE LE PROCESSUS D'USINAGE PAR ÉROSION ÉLECTRIQUE

(RÉSUMÉ)

On étudie la dinamique du processus d'érosion déroulé dans l'éspace de travail et on deduit l'écuation différentielle et la fonction transfert de celui-ci.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 1 — 1981**

CERCETĂRI PRIVIND MODELAREA ÎNCĂLZIRII LINGOURILOR

DE

ILCA IOAN, MAKŞAY ŞTEFAN, MÂNEA LAUREAN

Cercetări privind încălzirea lingourilor în cuptoarele industriale s-au efectuat la uzine metalurgice din România [1] în vederea comparării metodelor teoretice de calcul cu datele practice şi alegerii regimului optim de încălzire.

Pentru determinarea experimentală a distribuţiei temperaturii*, s-au considerat lingouri din oţel inoxidabil cu masa de 3,6 t. Măsurarea temperaturii pe secţiunea acestora s-a efectuat cu termocuple Pt Ph – Pt, distribuite conform fig. 1, iar evoluţia temperaturii conform regimului de încălzire aplicat industrial pentru această calitate de oţel, este dată în fig. 2.

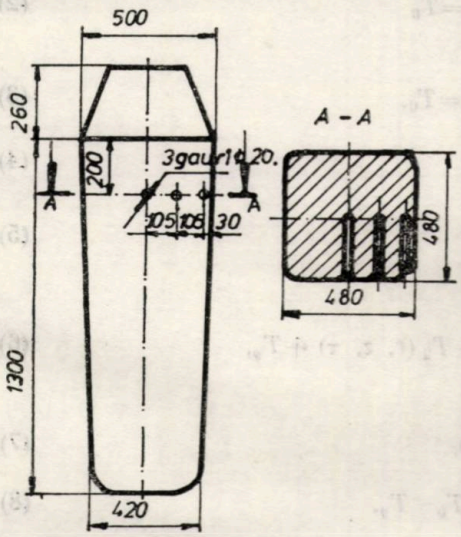


Fig. 1. Poziţionarea termocuplelor în lingou.

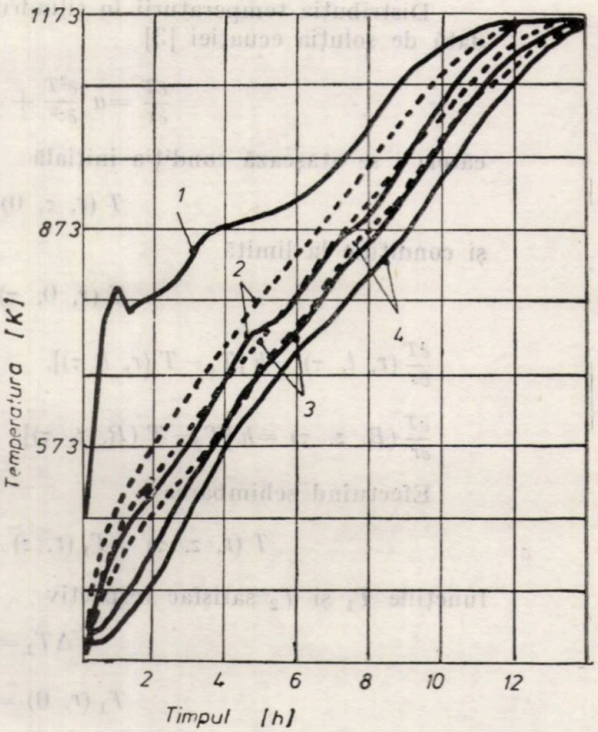


Fig. 2. Diagramă comparativă a distribuţiei temperaturii :
1 — temperatura în cuptor ; 2 — temperatura la suprafaţa lingoului ; 3 — temperatura în zona mediană ; 4 — temperatura în zona centrală.

* **Notații :**

T – temperatura într-un punct curent al lingoului [K] ;
τ – timpul [h] ;
λ – coeficientul de conductibilitate termică [W/m K] ;
c – căldura specifică [Kf/kg K] ;
ρ – densitatea [kg/m^3] ;
a – difuziunea termică [m^2/h], $(a=\lambda/c\rho)$;
α – coeficientul global de schimb termic [W/m^{2}K] ;
h – coeficientul termic relativ de transfer [m^{-1}], $(h=\alpha/\lambda)$;
T_0 – temperatura inițială a lingoului [K] ;
T_g – temperatura gazelor arse din cuptor [K].

Lucrarea reprezintă continuarea cercetărilor [1] și își propune, aproximînd de această dată lingoul industrial cu un cilindru finit, găsirea unor soluții analitice pentru determinarea evoluției temperaturii în masa lingourilor și compararea lor cu datele obținute experimental.

Pentru modelul matematic lingoul respectiv s-a asimilat cu un cilindru circular drept de lungime l și de rază echivalentă $R=l_0\sqrt{\pi}$, l_0 fiind latura lingoului.

Distribuția temperaturii în cilindru, utilizînd coordonatele cilindrice, este dată de soluția ecuației [3]

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r}\cdot\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2}\right), \tag{1}$$

căreia i se atașează condiția inițială

$$T(r,\ z,\ 0) = T_0 \tag{2}$$

și condițiile la limită

$$T(r,\ 0,\ \tau) = T_0, \tag{3}$$

$$\frac{\partial T}{\partial z}(r,\ l,\ \tau) = h\,[T_g - T(r,\ l,\ \tau)], \tag{4}$$

$$\frac{\partial T}{\partial r}(R,\ z,\ \tau) = h\,[T_g - T(R,\ z,\ \tau)]. \tag{5}$$

Efectuînd schimbarea

$$T(r,\ z,\ \tau) = T_1(r,\ z) + T_2(r,\ z,\ \tau) + T_g, \tag{6}$$

funcțiile T_1 și T_2 satisfac respectiv

$$\Delta T_1 = 0, \tag{7}$$

$$T_1(r,\ 0) = T_0 - T_g, \tag{8}$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial z}(r,\ l) + hT_1(r,\ l) = 0, \tag{9}$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial r}(R,\ z) + hT_1(R,\ z) = 0, \tag{10}$$

$$\Delta T_2 = \frac{1}{a} \frac{\partial T_2}{\partial \tau}, \tag{11}$$

$$T_2(r, z, 0) = T_0 - T_1(r, z) - T_g, \tag{12}$$

$$T_2(r, 0, \tau) = 0, \tag{13}$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial z}(r, l, \tau) + hT_2(r, l, \tau) = 0, \tag{14}$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial r}(R, z, \tau) + hT_2(R, z, \tau) = 0. \tag{15}$$

Căutînd soluția problemei (7)–(10) de forma

$$T_1 = A(r)\, B(z) \tag{16}$$

se obțin, pentru determinarea funcțiilor $A(r)$ și $B(z)$, ecuațiile

$$r \frac{d^2A}{dr^2} + \frac{dA}{dr} + \frac{c^2}{R^2} rA = 0, \tag{17}$$

$$\frac{d^2B}{dz^2} - \frac{c^2}{R^2} B = 0, \tag{18}$$

care conduc la soluția

$$T_1 = \sum_{\upsilon=1}^{\infty} K_\upsilon J_0\left(\frac{c_\upsilon}{R} r\right)\left[e^{\frac{c_\upsilon}{R} z} + e^{-\frac{c_\upsilon}{R} z} e^{\frac{2c_\upsilon}{R} l} \cdot \frac{\frac{c_\upsilon}{R} + \alpha}{\frac{c_\upsilon}{R} - \alpha}\right], \tag{19}$$

valoarea constantei K_υ rezultînd din condiția la limită (8) în forma

$$K_\upsilon = (T_0 - T_g) \frac{2J_1(c_\upsilon)}{c_\upsilon [J_0^2(c_\upsilon) + J_1^2(c_\upsilon)]}, \tag{20}$$

unde J_0 și J_1 sînt funcțiile Bessel de speța I ordinul 0 și 1, iar c_υ sînt rădăcinile ecuației

$$\frac{J_0(c)}{J_1(c)} = \frac{c}{hR}. \tag{21}$$

Pentru rezolvarea problemei (11)–(15) se va căuta soluția sub forma

$$T_2 = D(r, z)\, E(\tau). \tag{22}$$

Din (11) rezultă

$$\frac{1}{D}\left(\frac{\partial^2 D}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial D}{\partial r} + \frac{\partial^2 D}{\partial r^2}\right) = \frac{1}{aE} \frac{dE}{d\tau} (= \text{const} = -\beta^2), \tag{23}$$

de unde, abstracție făcînd de o constantă,

$$E(\tau) = e^{-a\beta^2\tau} \tag{24}$$

Aplicînd în continuare metoda de separare a variabilelor

$$D(r, z) = F(r)\, G(z) \tag{25}$$

se obține

$$\frac{1}{F}\left(F''+\frac{1}{r}F'\right)=-\left(\frac{G''}{G}+\beta^2\right)=\text{const}=-\frac{c^2}{R^2} \tag{26}$$

unde se notează

$$\beta^2-\frac{c^2}{R^2}=\frac{\mu^2}{l^2} \tag{27}$$

Soluția problemei (11)–(15) este

$$T_2=\sum_{\upsilon=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty}\Gamma_{\upsilon k}J_0\left(\frac{c_\upsilon}{R}r\right)\sin\left(\frac{\mu k}{l}z\right)e^{-H_{\upsilon k}at} \tag{28}$$

unde

$$\Gamma_{\nu k}=(T_0-T_g)\frac{8J_0(c_\nu)\left[\frac{c_\nu^2}{R^2}-H_{\nu k}\cos\mu_k\right]}{c_\nu\left[J_0^2(c_\nu)+J_1^2(c_\nu)\right]H_{\nu k}(2\mu_k-\sin 2\mu_k)}, \tag{29}$$

$$H_{\upsilon k}=\frac{c_\upsilon^2}{R^2}+\frac{\mu_k^2}{l^2}, \tag{30}$$

iar μ_k sînt rădăcinile pozitive ale ecuației

$$\operatorname{tg}\mu=-\frac{\mu}{hl}. \tag{31}$$

Pentru trasarea curbelor teoretice prezentate în fig. 2 cu linie punctată, s-au atribuit constantelor fundamentale valorile $\lambda=24{,}4$ W/m·K, $\alpha=50$ W/m²K, $c=0{,}54$ KJ/Kg K, $\rho=7\,800$ Kg/m³, $T_0=291$ K, $Tg=1\,173$ K, primele cinci soluții ale ecuațiilor (21) și (31) fiind respectiv

$$\begin{aligned}&0{,}98\ ;\ 3{,}99\ ;\ 7{,}09\ ;\ 10{,}23\ ;\ 13{,}37\ ;\\ &2{,}48\ ;\ 5{,}26\ ;\ 8{,}22\ ;\ 11{,}27\ ;\ 14{,}36.\end{aligned} \tag{32}$$

Comparînd curbele obținute cu cele experimentale rezultă că metoda analitică studiată permite obținerea unor valori apropiate de cele practice și poate fi recomandată pentru determinarea distribuției temperaturii în masa lingourilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] Ilca, I. — Metalurgia, 26 (1974), nr. 4
[2] Gordov, I. A. — Măsurarea temperaturilor în regim nestaționar, Moskwa 1971
[3] Taiț, N. I. — Tehnologia încălzirii oțelului. Metallurghizdat 1958
[4] Ianke, E., Emde, F. — Talefn Höherer Funktionen ; B.G. Taubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart
[5] Rainville, E. D. — Special functions, Macmillan Co., New York, 1960

RECHERCHES SUR LE MODELAGE DU RÉCHAUFFAGE DES LINGOTS

RÉSUMÉ

Dans l'ouvrage on propose la détermination des solutions analytiques concernant la distribution de la température dans les lingots industriels et leur comparaison avec les données obtenues par la voie experimentale.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

PRINCIPIU DE CONSTRUIRE ŞI ACŢIONARE A UNEI LINII AUTOMATE POLIVALENTE PENTRU FABRICAREA ELEMENTELOR DE CORPURI DE ILUMINAT FLUORESCENT

DE

ŞTEFAN ROSINGER, VALENTIN SEICULESCU, MIRCEA POPA

Analiza fabricaţiei armăturilor şi şinelor corpurilor de iluminat fluorescent pe o linie automată are în vedere, ca elemente principale :

— dimensiunile concrete ale semifabricatelor aferente unei piese, formate dreptunghiulare cu lăţimi de 40...400 mm şi lungimi de 300...1 600 mm, care se pot obţine prin debitări din foi de tablă sau din benzi în rulouri ;

— profilul caracteristic al piesei, obţinut prin îndoiri paralele cu axa longitudinală, prelucrare care se realizează în condiţii optimale pe o maşină rotativă cu role de profilare ;

— particularităţi de formă rezultate în urma unor perforări, şliţuiri, crestări, răsfrîngeri, imprimări, realizabile prin prelucrări pe ştanţe.

Considerentele legate de minimalizarea consumului specific de material cît şi de facilitatea alimentării cu semifabricate a posturilor de lucru ale liniei automate, impun opţiunea de a porni lucrarea de la benzi în rulouri.

Totodată va fi raţional din punctul de vedere al simplităţii sculelor necesare la prelucrare, ca ştanţele să acţioneze asupra semifabricatului plat, deci înaintea profilării acestuia cu role.

Rezultă constituirea liniei automate din următoarele componente principale, respectiv posturi de lucru :

— derulor de bandă (DB) ;

— sistem de avans şi îndreptare (SAI)

— post de ştanţare pe presă pentru prelucrările de perforări, şliţuiri, crestări, răsfrîngeri şi imprimări, — în totalitatea acestora sau o parte din ele (PS) ;

— dispozitiv de avans intermitent pentru semifabricatul plat (DAI) ;

— tren de profilare cu role (TP) ;

— post de retezare pe presă, cu eventuală combinare cu prelucrări de perforare, crestare, răsfrîngere sau imprimare, — cu detaşarea din bandă a piesei complet formate din punctul de vedere al prelucrărilor mecanice (PR) ;

— transportor al pieselor prelucrate (T).

Construcţia acestor componente are în vedere următoarele :

— ţinînd seamă de polivalenţa liniei, respectiv cerinţa de a asigura timpi minimi de staţionare a liniei automate de fabricaţie la reglajul acesteia în vederea realizării unui alt produs, se prevede soluţie constructivă de derulor dublu, iar trenul de profilare se concepe cu subansambluri purtătoare de role interschimbabile ;

– componentele se execută cu posibilități de reglaj după lățimea și grosimea benzii ce se prelucrează, respectiv reglaj de avans intermitent după lungimea pieselor ce se uzinează ;

– întrucît viteza prelucrării pe linie este dată de ritmul bătăii preselor și lungimea piesei ce se prelucrează, – deci aceasta variază între limite date –, se impune ca și îndreptarea respectiv profilarea să se facă cu viteze ce pot varia în mod corespunzător. Acest lucru impune utilizarea de motoare cu turație reglabilă sau includerea unor variatoare de turații în lanțul de acționare al componentelor în cauză. Totodată se prevăd pe linie mijloace de egalizare a vitezelor de prelucrare pentru toate componentele, adoptîndu-se în acest scop acționări comandate automat prin microîntrerupătoare legate de niște palpatoare (P_1, P_2).

La funcționarea liniei de fabricație indicate, trebuie, avut în vedere că unele componente exercită prelucrarea asupra semifabricatului staționar (ștanțarea pe prese), pe cînd altele se recomandă să aibă acțiune continuă (sistemul de îndreptare, trenul de profilare). Această situație duce la necesitatea creerii unor bucle (B_1, B_2, B_3) ale semifabricatului, – drept rezerve intermediare de material – între componentele sub care prelucrarea se efectuează cu mișcări de natură distinctă ale semifabricatului. În particular, bucla B_3 amplasată la ieșirea din trenul de profilare și înaintea presei de retezat, fiind constituită din piese profilate reunite între ele doar prin puntițe de legătură, va trebui să fie o buclă poligonală. Ea se constituie totodată ca buclă superioară, asigurînd avansul gravitațional al semifabricatului pînă la atingerea limitatorului de cursă LC.

Toate componentele liniei de fabricație, – cu excepția derulorului de bandă – sînt prevăzute cu motoare pentru acționare proprie.

În figura 1 se schematizează linia de fabricație și acționarea componentelor acesteia.

Pornirea liniei se realizează prin următoarele două faze :

1. Se pornesc motoarele celor două prese PS și PR și cît de la T.

2. Se pornește motorul de la DAI.

Decurg automat în continuare :

– cuplarea lovitură cu lovitură a presei PS ;

– pornirea SAI prin consumarea buclei B_1, respectiv acțiunea microîntrerupătorului legat de palpatorul P_1 ; totodată începe derularea benzii de pe DB prin tragere ;

– pornirea TP prin creșterea buclei B_2, respectiv acțiunea microîntrerupătorului legat de palpatorul P_2 ;

– cuplarea lovitură cu lovitură a presei PR, ca urmare a avansului semifabricatului prin bucla B_3.

Oprirea liniei se realizează de asemenea prin două faze :

1. Se întrerupe circuitul de alimentare a motoarelor de la PS și DAI, de unde derivă automat :

– oprirea SAI în urma creșterii buclei B_1, respectiv prin acțiunea microîntrerupătorului legat de palpatorul P_1 ;

– oprirea TP prin micșorarea buclei B_2, respectiv acțiunea microîntrerupătorului legat de palpatorul P_2 ;

2. Oprirea motoarelor de la PR și T.

Linia automată se prevede cu unele întrerupătoare-siguranță pentru cazul funcționării necorespunzătoare.

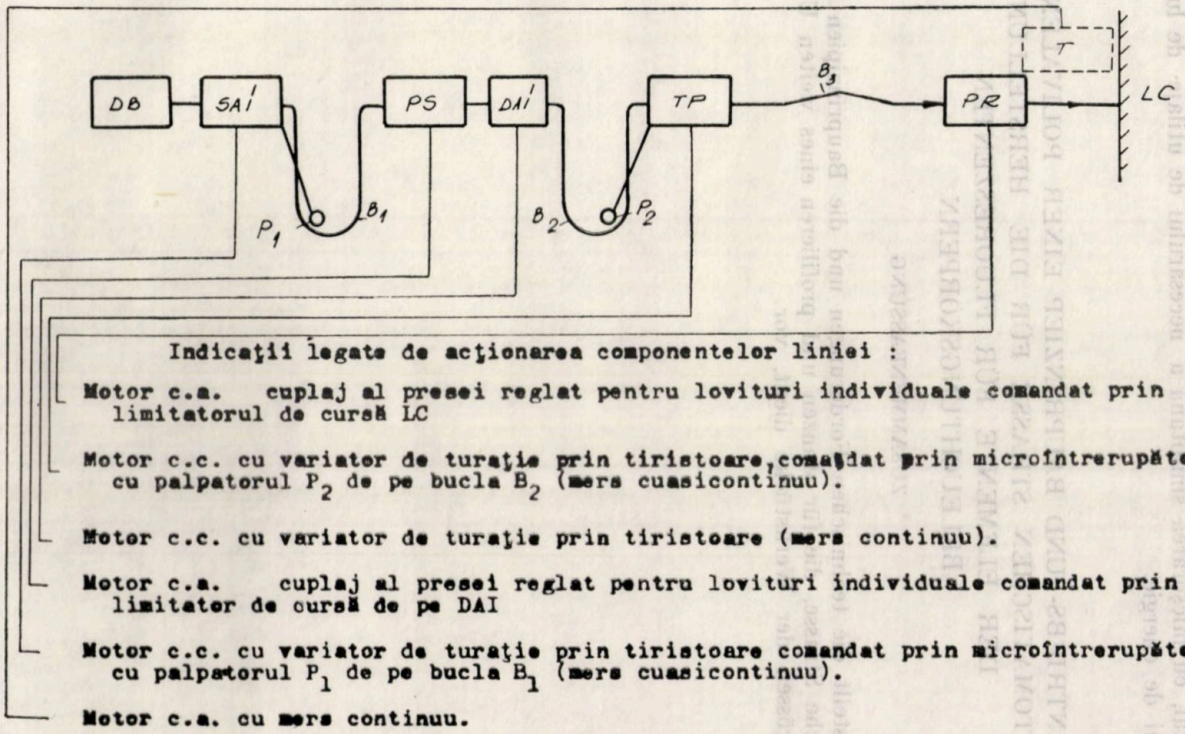


Fig. 1. Schemă a liniei de fabricație și acționarea componentelor acesteia.

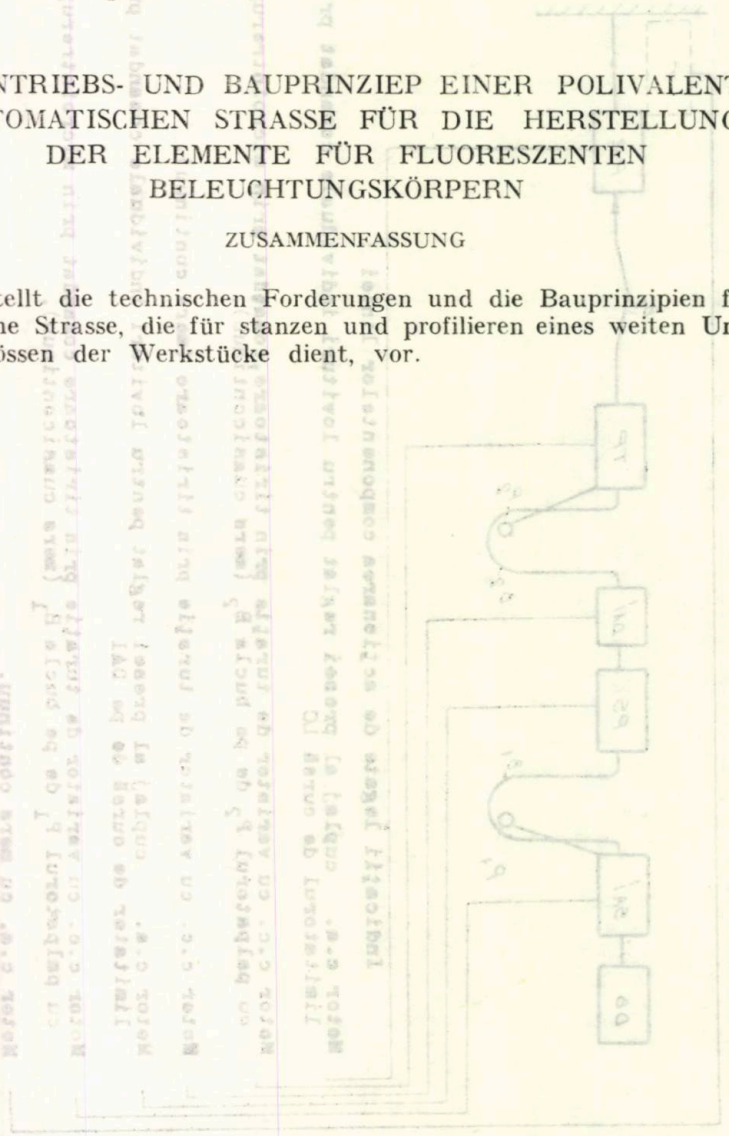
Linia de fabricație prezentată servește, în prima etapă, la realizarea unei game de 20 tipodimensiuni de elemente de corpuri de iluminat fluorescent, permițînd extinderea în continuare a gamei respective.

În comparație cu prelucrarea elementelor respective prin procedee convenționale pe ștanțe respectiv prese individuale, se obține o creștere a capacității productive de peste 10 ori, reducere în medie cu 6...8% a consumului specific de metal, cu micșorarea simultană a necesarului de utilaje de lucru și a consumului de energie.

DAS ANTRIEBS- UND BAUPRINZIEP EINER POLIVALENTEN AUTOMATISCHEN STRASSE FÜR DIE HERSTELLUNG DER ELEMENTE FÜR FLUORESZENTEN BELEUCHTUNGSKÖRPERN

ZUSAMMENFASSUNG

Man stellt die technischen Forderungen und die Bauprinzipien für eine automatische Strasse, die für stanzen und profilieren eines weiten Umfanges von Baugrössen der Werkstücke dient, vor.



Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 1 — 1981**

CONTRIBUŢII LA STUDIUL ÎMBUNĂTĂŢIRII PROCEDEULUI DE PROFILARE A SUPRAFEŢELOR ACTIVE ALE DISCURILOR ABRAZIVE *

DE

VIOREL PUTZ, ION POP

1. Introducere

Analizînd problemele principale ce apar la realizarea elementelor active de înaltă precizie, a sculelor utilizate la prelucrarea metalelor prin aşchiere sau prin presare la rece, se evidenţiază locul important al optimizării geometriei sculei abrazive.

Pentru aceasta se cere ca suprafaţa tehnologică de ascuţire a discului abraziv să fie fizic cît mai apropiată de geometria teoretică a elementelor active de realizat.

În cazul de faţă, ca dealtfel în general, generarea tehnologică a oricărei suprafeţe constă practic în materializarea infinităţii de puncte ale acesteia, cu ajutorul unui element de muchie aşchietoare, în timpul mişcării relative de aşchiere. Această suprafaţă poate fi generată în cazul particular al rectificării prin contacte de tangenţă periodice cu suprafaţa de realizat, cînd pe tot restul traiectoriei situate în spaţiul în care există adaos de prelucrare generează numai elemente de suprafeţe de aşchiere trecătoare, care dispar în ciclul următor al mişcării muchiei.

Este de altfel cunoscut faptul că muchiile aşchietoare ale tuturor punctelor de tangenţă dintre sculă şi piesă se găsesc pe o suprafaţă periferică primară, care pentru discurile abrazive este o suprafaţă de revoluţie şi ea corespunde unei suprafeţe profilate, generată de linia uneia dintre muchiile identice, prin mişcarea ei pe o directoare formată de traiectoria de lucru a discului abraziv.

La întreprinderea Electromotor, operaţia prin care se realizează materializarea suprafeţelor profilate pentru elementele active ale sculelor, se execută pe maşini de rectificat plan, în două faze ; degroşarea profilului activ urmat de operaţia de finisare, ambele operaţii executîndu-se după tratamentul termic final.

2. Echipament pentru realizarea tehnologiei de profilare a discului abraziv

Procedeul cel mai răspîndit, care se aplică în prezent de profilarea discului abraziv prezintă următoarele dezavantaje tehnologice şi economice:

— impune oprirea activităţii de rectificare profil cu eliberarea mesei magnetice ;

— dispozitivul de profilare a discului abraziv se reglează (sistem balansoar, între vîrfuri) în afara sistemelor de referinţă legate de axele maşinii ;

* Lucrare comunicată la Ses. de comunicări a IPTVT, din 26—27 oct. 1979

– reglarea adîncimii de profilare a diametrului se face după „pachet" de cale, care impune o pregătire deosebită pentru executant ;

– pregătirea sistemului de profilare se face numai pentru un element din suprafața profilată (linii, raze, plan înclinat) și nu pentru suprafețe compuse.

Noul procedeu de profilare, care este prezentat în figura 1, elimină toate dezavantajele de mai sus, în schimb apar neajunsuri tehnologice legate de identificarea fizică a profilului de realizat pe elementele active ale pietrei abrazive în raport cu profilul teoretic determinat.

Pentru a putea face o legătură mai apropiată între elementele de calcul, utilizate la stabilirea unui traseu corect de execuție a șablonului utilizat în echiparea aparatului „Diaform", se redă în continuare o descriere succintă a noului echipament livrat de firma „Diaform" din Anglia, în componența căruia se disting :

A – braț port sistem pantograf de citire a șablonului ;
B – sistem pantograf ;
C – bloc diamante, reglabil radial și axial ;
D – diamant ;
E – braț port comparator reglare diamant la înălțimea de ajustare a liniei centrelor diamantelor ;
F – disc abraziv.

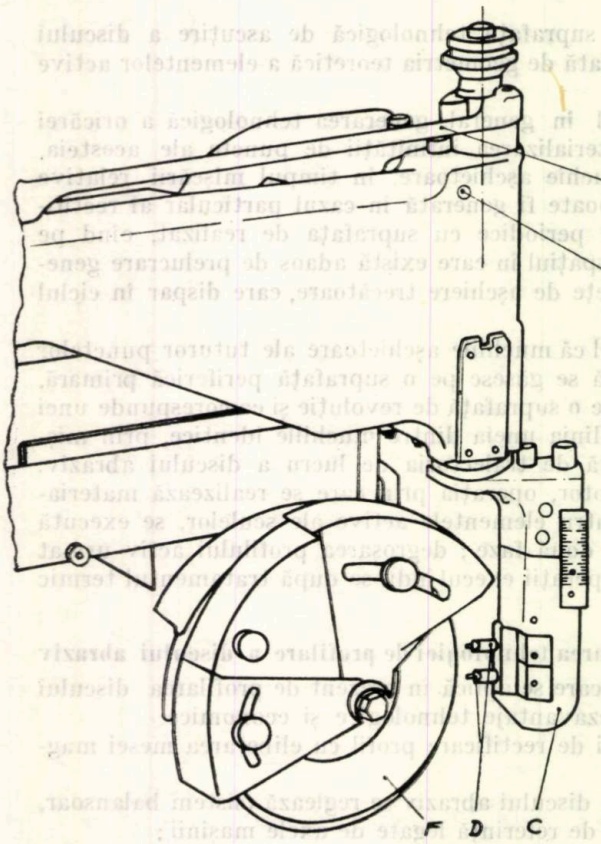


Fig. 1. Schema profilării cu dispozitivul Diaform.

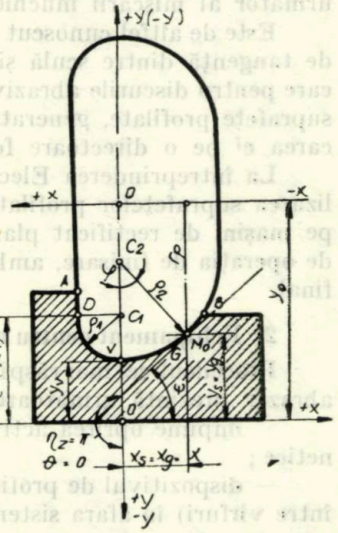


Fig. 2. Schema de calcul al profilului discului abraziv.

3. În cazul analizat piesa este o suprafață profilată riglată, încadrată în sistemul de referință cinematic OXYZ (fig. 2), urmînd ca punctele determinate să fie utilizate ca soluții în construcția șablonului utilizat pe aparatul „Diaform", care va materializa aceste puncte cît mai fidel pe discul abraziv.

3.1. Ecuațiile suprafeței de prelucrat sînt:

$$\begin{aligned} &X_s = X \text{ (}X\text{, ca parametru)}, \\ &Y_s = Y_c - \sqrt{\rho^2 - X^2}, \end{aligned} \quad \overset{(1)\ \text{sau}}{} \quad \begin{aligned} &X_s = \rho \sin \psi, \\ &Y_s = Y_c - \rho \cos \psi, \end{aligned} \tag{2}$$

în care:

ρ este raza de racordare a profilului avînd valorile constante ρ_1 și ρ_2 pe cele două porțiuni DV și VB;

ψ — unghiul dintre semiaxa pozitivă OX și tangenta orientată a liniei de profil.

3.2. Discul abraziv lucrînd cu avans în direcția axei ox și avînd în mod normal planele lui de rotație paralele cu această direcție rezultă că în sistemul $oxyz$, axa oz trebuie să fie paralelă cu axa OZ, deci avem determinate valorile:

$$Z_0 = Z\ ;\ a_z = b_z = c_x = c_y = 0 \text{ și } c_z = 1,$$

în care a_z, b_z, c_z ... sînt cosinușii directori ai unghiurilor dintre axele celor două sisteme de referință.

Scriind ecuațiile parametrice de forma,

$$\begin{aligned} x_s &= (X_s - X_0)\, a_x + (Y_s - Y_0)\, b_x + (Z_s - Z_0)\, c_x, \\ y_s &= (X_s - X_0)\, a_y + (Y_s - Y_0)\, b_y + (Z_s - Z_0)\, c_y, \\ z_s &= (X_s - X_0)\, a_z + (Y_s - Y_0)\, b_z + (Z_s - Z_0)\, c_z, \end{aligned} \tag{3}$$

și punînd condițiile cazului de mai sus, se obține:

$$\begin{aligned} x_s &= a_x (X - X_0) - b_x (Y_0 - Y_c + \sqrt{\rho^2 - x^2}), \\ y_s &= a_y (X - X_0) - b_y (Y_0 - Y_c + \sqrt{\rho^2 - X^2}), \\ z_s &= Z_s - Z_0. \end{aligned} \tag{4}$$

3.3. Discul abraziv avînd ca suprafață periferică o suprafață de revoluție în jurul axei „xx", iar mișcarea lui proprie fiind rotația în jurul aceleași axe, ecuațiile punctului P de pe suprafață sînt:

$$x_p = x\ ;\ y_p = \gamma_p \cos \varphi = y_p (x,\ \varphi)\ ;\ z_p = \gamma_p \sin \varphi = z (x,\ \varphi). \tag{5}$$

3.4. Ecuațiile traiectoriei circulare la raza $r = \text{const.} = r_p$ sînt:

$$x_t = x\ ;\ y_t = \gamma_p \cos \varphi = y_t (\varphi)\ ;\ z_t = \gamma_p \sin \varphi = z_t (\varphi), \tag{6}$$

în care $r_p = y_g = y_g (x)$ este funcția care reprezintă generatoarea $ADVMOB$ a discului abraziv în planul $z = \varphi = 0$, funcție ce se va determina.

3.5. Traiectoria punctului $P(x_t,\ y_t,\ z_t)$ este tangentă la suprafața piesei $S (x_s,\ y_s,\ z_s)$ cînd avem satisfăcute simultan următoarele ecuații:

$$\begin{aligned} a_x (\rho \sin \psi - X_0) - b_x (Y_0 - Y_c + \rho \cos \psi) &= x, \\ a_y (\rho \sin \psi - X_0) - b_y (Y_0 - Y_c + \rho \cos \psi) &= \gamma_p \cos \varphi, \\ c_z (Z - Z_0) &= \gamma_p \sin \varphi. \end{aligned} \tag{7}$$

Punîndu-se condiția ca în punctul de contact normala și tangenta la suprafață să fie perpendiculare între ele, și scriind cosinusurile directoare a_s, b_s, c_s, a_p, b_p, c_p, se obține :

$$-(a_y \cos\psi + b_y \sin\psi)\,\gamma_p \sin\varphi = 0, \tag{8}$$

care are ca soluție $\varphi = 0$.

Deoarece $Z_s = Z_0$, iar originea O și planul oxy al discului se deplasează continuu la cote succesive Z_s ale suprafeței de prelucrat, putem scrie :

$$Z_s = Z_0 = r_p \sin\varphi = 0, \tag{9}$$

rezultă că pentru soluția $\varphi = 0$ punctele de tangență se găsesc toate independent de x în planul oxy, plan axial al discului abraziv și normal pe direcția OZ a avansului, și că în acest plan :

$$y_p = r_p. \tag{10}$$

De aici și concluzia că, coordonatele x_p și y_p determinate ca fiind ale punctelor de tangență, sînt în același timp și coordonatele unui punct curent al muchiei primitive, așa că ecuațiile parametrice ale acestuia din urmă, în sistemul $oxyz$, se, pot scrie :

– ca funcție de parametru X ;

$$x_{m0} = a_x (X - X_0) - b_x (Y_0 - Y_c + \sqrt{\rho^2 - X^2}) = x_{m0}(X), \tag{11}$$

$$y_{m0} = a_y (X - X_0) - b_y (Y_0 - Y_c + \sqrt{\rho^2 - X^2}) = y_{m0}(X) = \gamma_p ;$$

– ca funcție de parametru ;

$$x_{m0} = a_x (\rho \sin\psi - X_0) - b_x (Y_0 - Y_c + \rho\cos\psi) = x_{m0}(\psi), \tag{12}$$

$$y_{m0} = a_y (\rho \sin\psi - X_0) - b_y (Y_0 - Y_c + \rho\cos\psi) = y_{m0}(\psi) = \gamma_p.$$

3.6. Parametri X_0 și Y_0 de mai sus se determină observînd că la $X = 0$ și respectiv $\psi = 0$, x_{m0} și y_{m0} devin :

$$x_{m0} = 0 \text{ și } y_{m0} = r_{p0}, \tag{13}$$

unde r_{p0} este raza maximă a sculei la $x = 0$.

3.7. Expresiile ecuațiilor (7) ale unui punct curent de pe muchia primitivă în sistemul $oxyz$, în planul axial $\varphi = 0$ devin :

– ca funcții de abcisele X ale profilului piesei ;

$$\begin{aligned} x_p = x_{m0} &= (\rho - \sqrt{\rho^2 - X^2}) \sin\theta - X\cos\theta, \\ \gamma_p = y_{m0} &= \gamma_{p0} - (\rho - \sqrt{\rho^2 - X^2}) \cos\theta - X \sin\theta ; \end{aligned} \tag{14}$$

– ca funcții de unghiurile ψ ale profilului piesei ;

$$\begin{aligned} x_p = x_{m0} &= \rho\,[\sin\theta - \sin(\psi + \theta)], \\ \gamma_p = y_{m0} &= \gamma_{p0} - \rho\,[\cos\theta - \cos(\psi + \theta)]. \end{aligned} \tag{15}$$

Pentru a obține raza r_p și ca funcția de x, se explicitează parametru X (sau ψ) din perechile de ecuații de mai sus :

$$X = \frac{-(\gamma_{p0} \sin\theta + x\cos\theta - \rho \sin 2\theta)}{\cos 2\theta}, \tag{16}$$

cu care introdus în expresia lui r_p, se obține :

$r_p = r_p(x)$ cu parametru variabil $\varnothing$, se poate preciza $r_{p0} = r_p$ la abcisa $x=0$, poate fi aleasă arbitrar numai după considerații constructive ;

ρ – capătă valoarea ρ_1 sau ρ_2 după felul curbelor din care este construit profilul ;

ψ – poate fi >0 sau <0.

4. Concluzii

Pentru soluțiile ecuațiilor obținute se pot construi diverse profile, particular date, pentru a echipa sistemul de citire al aparatului Diaform.

Aplicarea acestei soluții a redus timpul de realizare a pregătirii fabricației și menținere a profilului prin reascuțire cu peste 50% din timpul tehnologic de lucru cunoscut la procedeul manual.

Soluția permite pregătirea și realizarea unui program pe mașini moderne de rectificat, echipate cu sisteme moderne de programare a ciclurilor tehnologice.

BIBLIOGRAFIE

1. Duca, Z. — Teoria sculelor aşchietoare. Buc. Ed. Tehn. 1967.
2. * * * — Instrucțiuni de exploatare a aparatului de profilat pietre abrazive „Diaform L.T.D." Anglia.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DER VERBESSERUNG DES PROFILIEREN VON PROFILSCHLEIFSTEINEN

ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Arbeit wird eine genaue analytische Bestimmungsmethode für Schablonprofile zur Profilierung der Schleifsteine für Profilschleifmaschinen.

Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timișoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

POSIBILITĂȚI DE AMELIORARE A PROPRIETĂȚILOR MECANICE ALE BRONZURILOR DE ALUMINIU PRIN TRATAMENT TERMIC

DE

L. CUCURUZ, M. POPA

1. Considerații generale

Bronzurile de aluminiu au fost introduse în practica industrială încă din 1870, ca aliaje de turnătorie, extinderea acestei categorii de aliaje a fost multă vreme frînată de dificultățile legate de tehnologia de turnare.

Odată cu punerea la punct a procedeelor de turnare, gama de aliaje s-a lărgit, dimensiunile pieselor turnate au crescut, apoi au apărut bronzuri de aluminiu, laminate sau forjate. Rezolvarea problemei sudării acestor aliaje în anul 1940, permite obținerea deosebit de avantoajasă din punct de vedere economic a unor ansambluri alcătuite din piese turnate și produse laminate sau forjate.

Aliajele moderne de Cu—Al sînt pluricomponente. Elementele de adaos cele mai utilizate sînt Mn, Ni, Fe, B.

Aceste aliaje au o rezistență la coroziune deosebit de ridicată într-o mare varietate de medii corozive. Din punct de vedere al proprietăților mecanice sînt comparabile cu cele mai bune oțeluri carbon întrecînd cu mult bronzurile cu staniu [1]. Aliajele monofazice sînt stabile și cu proprietăți mecanice nealterate în domeniul — 200...+300 °C, ceea ce le face utilizabile și în domeniul criogenic [1].

În practica industrială aceste aliaje se folosesc netratate sau sînt supuse unei recoaceri de omogenizare.

2. Caracterizarea materialului cercetat

Materialul analizat a avut următoarea compoziție chimică determinată prin analiză chimică diferențială : Cu 90,15% ; Al 9,1% ; Mn 0,3% ; Fe 0,25%, alte impurități 0,2%.

Acest aliaj este bifazic datorită deplasării liniilor de echilibru și a poziției punctelor critice spre valori mai mici ale conținutului în Al în urma prezenței manganului, fierului și altor impurități. Structura este formată din soluția solidă α și faza β pînă la 570 °C. Faza β este un compus intermetalic Cu_3Al cu concentrația electronică 3/2 și aranjament dezordonat al atomilor. Faza β se descompune la 570 °C după o reacție eutectoidă în α și γ'. Faza γ' este un compus intermetalic $Cu_{32}Al_{19}$ cu concentrația electronică 21/13 și structură ordonată.

Asupra transformărilor structurale care au loc la răciri cu viteze mari, există o divergență de opinii în literatura de specialitate. Majoritatea autorilor însă demonstrează apariția la temperatura ambiantă a fazei β' în urma călirii aliajelor bifazice. Faza β' este o soluție intermediară suprasaturată cu o structură tip martensită și cu proprietăți asemănătoare martensitei.

3. Tratamentul termic aplicat și metode de investigații utilizate

Lucrarea de față și-a propus determinarea variației proprietăților fizico-mecanice și a transformărilor structurale în urma unor tratamente termice de călire urmată sau nu de revenire.

În acest scop s-au confecționat probe de tracțiune M6/14×64 STAS 200-75, cîte 3 pentru fiecare tratament termic. Un set a rămas în starea de livrare pentru comparație.

În urma unor încercări preliminare, au fost stabilite următoarele variante de tratamente termice :

- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl
- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl ; Revenire 200 °C/45'/apă
- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl ; Revenire 300 °C/45'/apă
- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl ; Revenire 350 °C/45'/apă
- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl ; Revenire 400 °C/45'/apă
- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl ; Revenire 450 °C/45'/apă
- călire 900 °C/30'/apă+10% NaCl ; Revenire 500 °C/45'/apă

După tratamentul termic au urmat : determinarea rezistivității electrice, încercarea statică la tracțiune conform STAS 200-75, analiza structurală, încercări scleromatrice.

4. Rezultate

4.1. *Analiza electrică.* Determinarea rezistivității electrice s-a efectuat cu ajutorul unui montaj special cu punte Thomson. Variația rezistivității electrice cu tratamentul termic aplicat este prezentat grafic în fig. 1. Alura curbei de variație a rezistivității electrice este parțial confirmată în literatura de specialitate [2]. Minimul curbei, corespunzător tratamentului termic de călire și revenire la 300 °C reprezintă punctul critic la care materialul prezintă o fragilitate și duritate maximă.

4.2. *Încercări la tracțiune.* Încercările la tracțiune, efectuate conform STAS 200-75 au scos în evidență o creștere cu cca 79% a rezistenței la rupere în urma tratamentului de călire și revenire. Variația rezistenței la rupere, a limitei de curgere, a alungirii la rupere și a gîtuirii la rupere cu tratamentul aplicat este reprezentat grafic în fig. 2 și 3. Rezistența la rupere, alungirea și gîtuirea la rupere prezintă un minim la revenirea cu 300 °C, (R_m=526 MN/m^2 ; A=2,5% ; Z=5,8%) ceea ce confirmă fragilitatea maximă rezultată la această variantă de tratament termic. Cele mai bune proprietăți mecanice au rezultate în urma călirii și revenirii la 500 °C.

În acest caz se înregistrează un maxim al limitei de curgere (cca 300 MN/m^2), o rezistență la rupere ridicată (cca 612 MN/m^2) și totodată alungirii și gîtuirii specifice bune (A=6,5% ; Z=8,2%). Se observă că valorile pentru R_m, A, Z

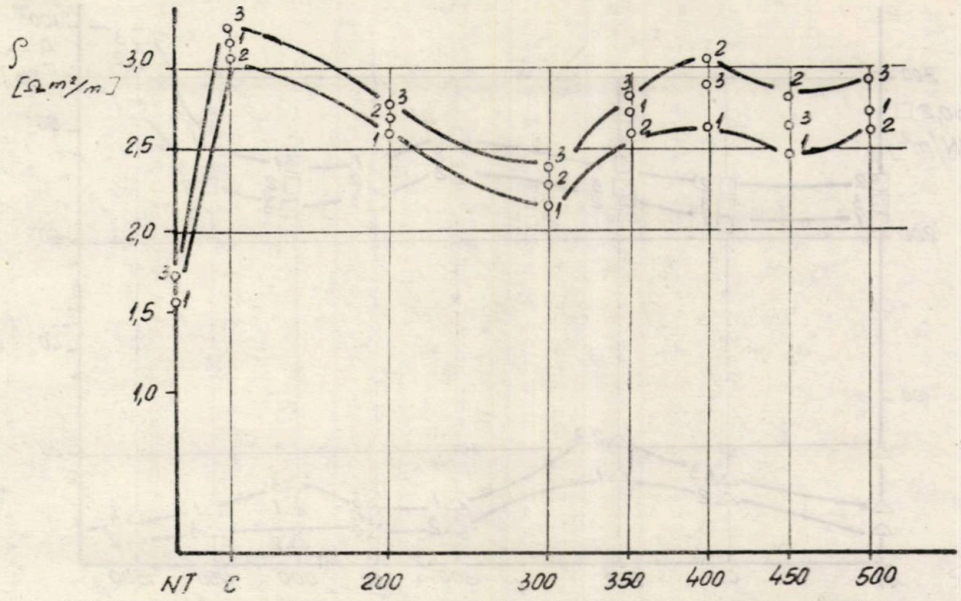


Fig. 1. Variația rezistivității electrice funcție de temperatura de revenire.

se stabilizează începînd cu temperatura de revenire de 400 °C. Aceste date (fig. 2,3) comparate cu cele din literatura de specialitate [3] ; [4] ; [6] ; [7] ; sînt net superioare.

4.3. *Analiza sclerometrică.* Încercările de duritate efectuate au scos în evidență existența unui domeniu în care materialul cercetat se fragilizează.

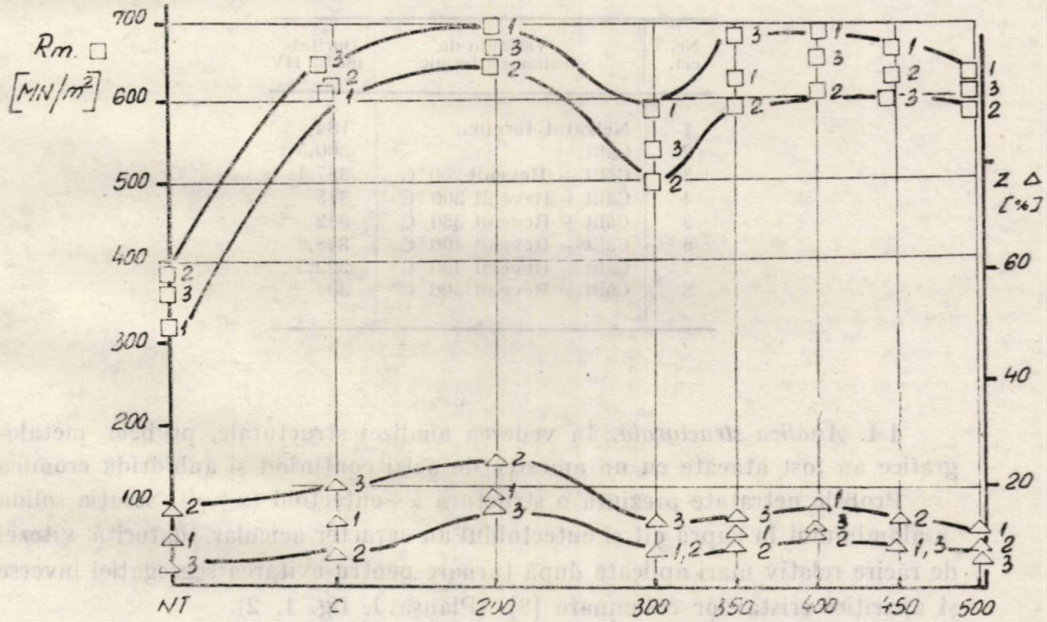


Fig. 2. Variația rezistenței la rupere și a gîtuirii la rupere, funcție de temperatura de revenire.

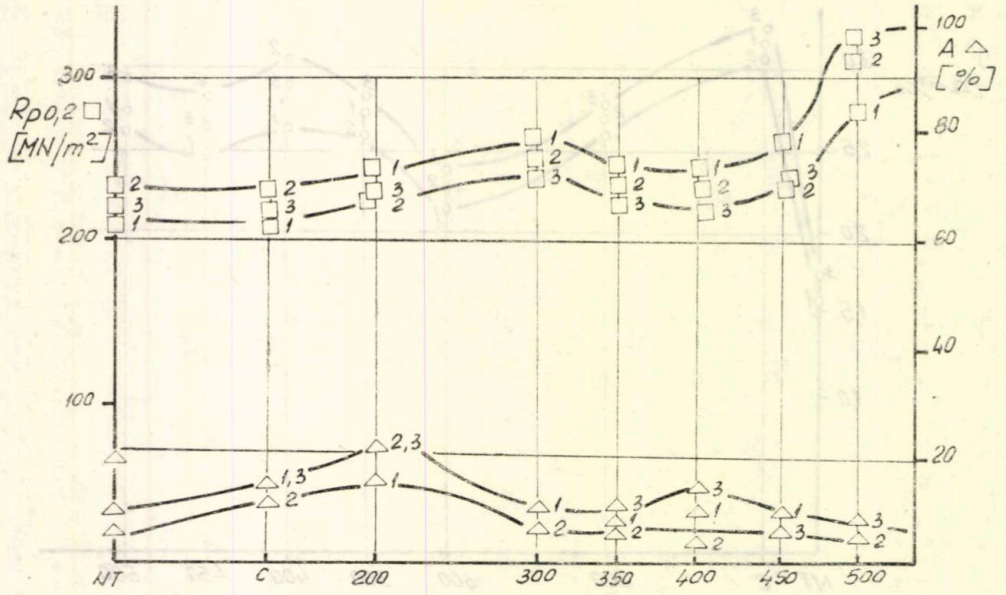


Fig. 3. Variația limitei de curgere și alungirii la rupere în funcție de temperatura de revenire.

În literatura de specialitate consultată, temperatura de revenire la care apare această fragilizare variază între 200...400 °C, [2]; [3].

Rezultatele încercărilor sclerometrice sînt prezentate sintetic în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Varianta de tratament termic	Duritate medie HV
1	Netratat termic	184
2	Călit	300,5
3	Călit + Revenit 200 °C	327,4
4	Călit + Revenit 300 °C	418
5	Călit + Revenit 350 °C	342
6	Călit + Revenit 400 °C	328,6
7	Călit + Revenit 450 °C	322,3
8	Călit + Revenit 500 °C	304

4.4. *Analiza structurală.* În vederea analizei structurale, probele metalografice au fost atacate cu un amestec de acizi conținînd și anhidridă cromică

Probele netratate prezintă o structură α+eutectoid ($\alpha+\gamma'$). Soluția solidă a aluminiului în cupru cît și eutectoidul au caracter acicular, datorită vitezei de răcire relativ mari aplicate după turnare pentru evitarea segregației inverse și apariției cristalelor columnare [8], (Planșa I, fig. 1, 2).

Călirea a provocat apariția constituentului în afară de echilibru β' cu caracter acicular. Se remarcă orientarea acelor de β' asemănător acelor de mar-

PLANȘA I

Fig. 1. MO×500
stare : netratat termic.

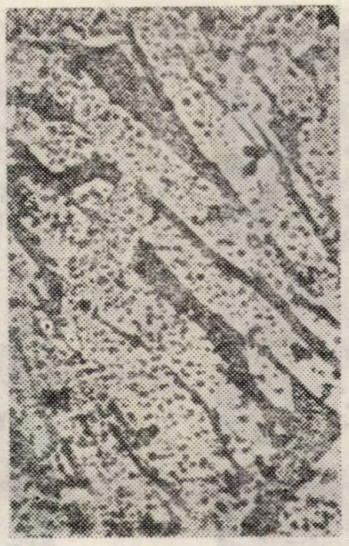


Fig. 2. MO×1000
stare : netratat termic.

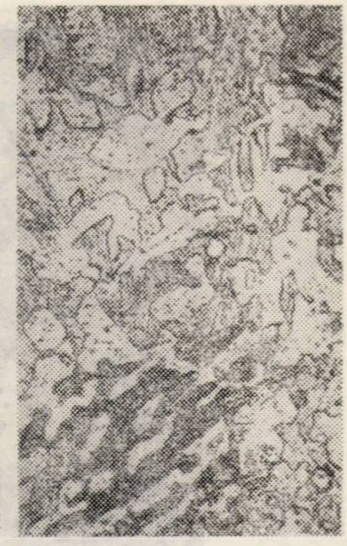


Fig. 3. MO ×500
stare : călit 900 °C/
30′/apă+10% NaCl.

Fig. 4. MO ×1000 stare: călit
900 °C(30′) apă+10 % NaCl.

Fig. 5. MO ×500 stare: că-
lit, revenit 300 °C.

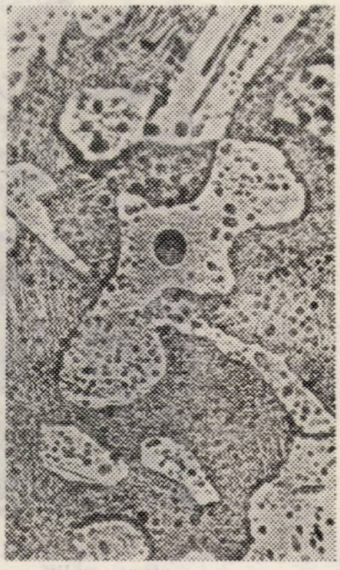


Fig. 6. MO ×1000
stare : călit, revenit
300 °C.

PLANȘA II

Fig. 7. MO×1000
stare : călit, revenit 400 °C.

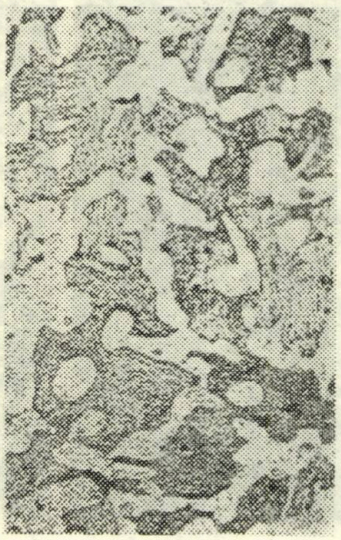


Fig. 8. MO×500
stare : călit, revenit 450 °C.

Fig. 9. MO×500
stare : călit, revenit 500 °C.

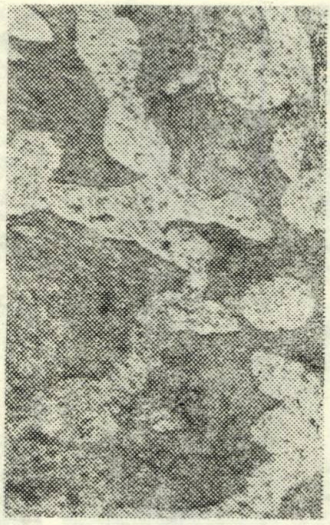


Fig. 10. MO 1000
stare : călit, revenit 500 °C.

tensită (Planșa I, Fig. 3,4). Timpul de menținere relativ mare a contribuit la micșorarea caracterului acicular al constituenților și la micșorarea cantității fazei α, (Planșa I, Fig. 4).

Structura probelor călite și revenite este similară celor doar călite, acele de β' au însă volum mai mic, iar o cercetare atentă la mărirea de 1 000 × arată că între aceste ace au apărut cîteva precipitări foarte fine de γ'. Probele călite și revenite la 300 °C prezintă clar pe lîngă formațiuni aciculare o cantitate mare de precipitări fine, cauza probabilă a durificării și fragilizării acestei structuri, explicabilă prin blocarea dislocațiilor (Planșa I, fig. 5,6). Structurile celorlalte probe călite și revenite respectiv la 350, 400, 450, 500 °C, arată dispariția treptată a formațiunilor aciculare de β' pînă la 350 °C, coalescența precipitărilor de γ', aranjate de-a lungul fostelor ace de β', (Planșa II, fig. 7, 8, 9, 10).

Comparînd structura probelor netratate cu cea a probelor călite și revenite la 500 °C, care au din punct de vedere al fazelor au aceeași structură, se constată cantitatea de eutectoid mult mai mare în proba tratată și caracterul mai puțin acicular a acestui constituent structural, ceea ce explică proprietățile mecanice mult mai ridicate al acestei structuri.

5. Concluzii

Bronzurile aliate cu 9% Al își îmbunătățesc proprietățile mecanice dacă sînt supuse călirii și revenirii. Pentru a evita fragilitatea de revenire se recomandă ca temperatura de revenire să fie diferită de 300 °C, ceea ce confirmă și precizează date cunoscute din literatura de specialitate. Obținerea unui spectru larg al proprietăților mecanice este posibil prin aplicarea unei căliri (900 °C/30 min/apă+10% NaCl) și unei reveniri înalte (500 °C/45 min/apă). Prin această variantă de tratament termic se obține o creștere cu 79% a rezistenței la rupere asociată unei alungiri specifice de 8,2%. Această variantă de tratament termic permite o utilizare mai rațională a bronzurilor aliate cu aluminiu și largi posibilități de concentrări energetice ale mașinilor și instalațiilor.

BIBLIOGRAFIE

1. L. Cinca — Posibilități de creștere a performanțelor bronzurilor cu aluminiu prin tratament termic și termomecanic. Metalurgia, 29 (1977) nr. 11. pag. 619—622
2. L. Guillet — Trempe recuit revenu, Vol. III Résultats, Ed. Dunod, Paris 1931
3. I. Cinca — Îmbunătățirea proprietăților bronzurilor cu aluminiu bifazice prin tratament termomecanic de temperatură înaltă. Metalurgia nr. 1 (1978) pag. 30—37
4. E. Wettinck — The Effect of a Thermomechanical Treatment on the Microstructure and Mechanical Properties of a Cu—Al Alloy — Zeitschrift für Metallkunde Bd. 63 April 1972 Heft 4
5. H. Schumann — Metalurgie fizică — Ed. Tehnică, București, 1962
6. * * * (Deutsche Gesellschaft für Metallkunde) — Werkstoff — Handbuch — Nichteisenmetalle — VDI — Verlag G.M.B.H. Berlin 1938
7. * * * — Metals Handbook vol. II Eighth Edition, heat treating cleaning and finishing — American Society for Metals, Metalspark, Ohio 1964
8. A. de Sy; J. Violts — Métallurgie structurale, Ed. Dunod, Paris 1962

MÖGLICHKEITEN DER VERBESSERUNG DER MECHANISCHEN EIGENSCHAFTEN DER ALUMINIUMBRONZE DURCH WÄRMEBEHANDLUNG

ZUSAMMENFASSUNG

In der Arbeit werden die Veränderungen der Mechanischen Eigenschaften im Zusammenhang mit den Gefügeumwandlungen bestimmt, die beim Härten und Anlassen einer Cu – Al – Legierung auftreten. Es wird die martensitähnliche Umwandlung der β – Phase hervorgehoben, ebenso ein Anlassprödigkeitsbereich bei 300 °C. Die optimalen Werte erhält man bei einer Anlasstemperatur von 500 °C, wenn die Zugfestikeit mit 79% austeigt und die Bruchdehnung A, 8,2% beträgt.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

PARTICULARITĂŢI ALE ELABORĂRII SÎRMELOR DIN OŢELURI CRIOGENICE CU 9% Ni FOLOSITE LA FABRICAREA ELECTROZILOR DE SUDARE

DE

V. BUDĂU ; D. TRUŞCULESCU ; I. DOBROTĂ

1. Introducere

În stadiul actual al dezvoltării tehnico-ştiinţifice un avînt din ce în ce mai mare cunoaşte sectorul industriei criogenice. Prin urmare se pune accent pe dezvoltarea şi perfecţionarea elaborării şi prelucrării materialelor criogenice. În prezent se tinde din motive economice spre folosirea în acest domeniu a oţelurilor aliate cu Ni (2,5...9% Ni).

Dat fiind importanţa acestor oţeluri ne-am orientat cercetările spre sudarea lor folosind electrozi indigeni.

În acest scop am căutat elaborarea unei mărci de electrozi cu aceeaşi compoziţie chimică cu a metalului de bază.

Lucrarea de faţă prezintă tocmai particularităţile obţinerii sîrmelor din oţel criogenic aliat cu 9% Ni necesare fabricării electrozilor de sudare.

2. Material folosit — compoziţie chimică — pregătire

Oţelul cu 9% Ni a fost elaborat în cuptor electric de 500 kg şi turnat în lingouri de 170 kg. Lingourile au fost laminate la ţagle cu latura $\square$ 75 mm. Încălzirea ţaglelor s-a făcut într-un cuptor electric ; viteza de încălzire fiind de 1,5 min pentru fiecare mm din latura semifabricatului.

Temperatura de încălzire a fost de 1 150 °C.

Taglele au fost supuse în continuare laminării pînă la $\varnothing$ 6 mm. Schema de laminare este prezentată în figura 1.

Compoziţia chimică a oţelului criogenic cu 9% Ni folosit la elaborarea sîrmelor este prezentată în tabelul 1.

3. Încercări şi rezultate

Datorită ecruisării puternice a materialului în timpul laminării, la toate categoriile de oţeluri după laminare în vederea trefilării se necesită un tratament termic de recoacere, care să ducă la creşterea însuşirilor de plasticitate. La oţelurile obişnuite recoacerea se face la temperaturi de 800...900 °C.

La oţelul cu 9% Ni recoacerea la 850...900 °C nu a dat rezultatele scontate motiv pentru care s-au făcut încercări experimentale folosind diferite

Cușa		Trecerea	Forma calibrului	Dimensiunile calibrului	Secțiunea	Dcil [mm]
Pregătitor I	1	–	□	75×75	5850	–
		3	⬡	90×42	3065	580
		4	◇	49	2336	580
		5	⬡	70×28	1680	580
		6	◇	36,5	1300	580
		7	⬡	52×20	920	580
Preg II	2	8	◇	26	667	340
		9	⬭	42×14	460	340
Preg III	3	10	◇	18,5	336	350
Preg IV	4	11	⬭	30×10	230	355
Trenfinisor	1	12	◇	13×13	165	280
	2	13	⬭	21×7,4	116	305
	3	14	◇	9,5×9,5	85,2	340
	1	15	⬭	16×5,4	64	310
	2	16	◇	7,4×7,4	52,5	280
	3	17	⬭	11×5,4	44	310
	1	18	ϕ	7	38,5	310
	2	19	⬭	10×4,35	32,3	310
	3	20	ϕ	6	28,8	310

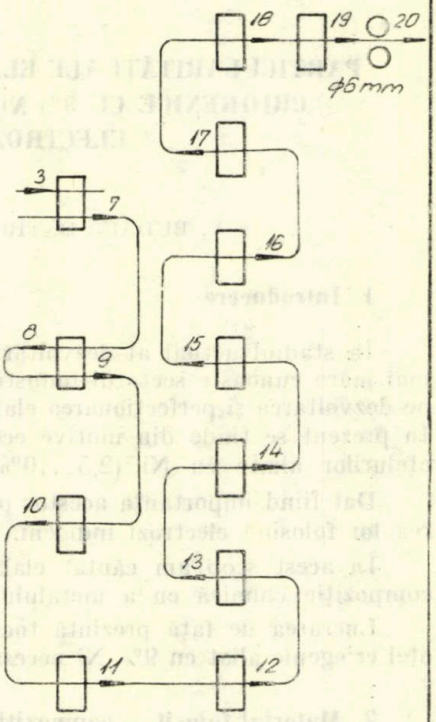


Fig. 1. Schema de laminare.

Tabelul 1

Compoziția chimică a oțelului criogenic cu 9% Ni

Marca	Compoziția chimică %							
	C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Al
12Ni90	0,11 0,14	0,39 0,43	0,20 0,36	0,010 0,012	0,004 0,006	8,95 9,28	0,04	0,006 0,012

Tabelul 2

Caracteristicile mecanice în funcție de tratamentul termic aplicat.

Tipul probei	R_m daN/mm²		δ_5 %		Z %	
	Val. individuale	Media	Val. individuale	Media	Val. individuale	Media
După laminare la Ø	138,3		13,3		62	
6 mm	140,1	138,2	14,8	14	60	61,3
	136,2		14,5		62	
Recoacere la 900 °C/	96,6		14,8		60	
2h/cuptor	98,3	97,8	15	14,8	60	60
	98,7		14,6		60	
Recoacere la 850 °C/	108,3		14,6		59	
2h/cuptor	105,4	106,6	14,0	14,3	60	59,6
	106,2		14,3		60	
Recoacere la 850 °C/	80,6		21,6		68	
2h/cuptor + Revenire	78,1	79,6	22,1	22	68	68
la 575 °C/2h/aer	80,2		22,3		68	
Încălzire la 575 °C/2h/	82,6		14,6		70	
apă	81,9	81,9	16,1	16	69	68,6
	81,3		17,3		67	

regimuri de tratament termic (tabelul 2.) în vederea obținerii caracteristicilor de rezistență și plasticitate dorite (Rm sub 80 daN/mm² și Z peste 65 %)

3.1. *Încercări de tracțiune*. Toate încercările la tracțiune s-au făcut conform STAS 200-75 și rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 2.

Analiza acestor rezultate sugerează următoarele observații :

a. Recoacerea la 850...900 °C/2h/cuptor duce la obținerea unor caracteristici de rezistență ridicate (R_m=98...107 daN/mm²) și a unor caracteristici de plasticitate necorespunzătoare. (δ_5=14,3...14,8 % și Z=59,6...60 %).

b. Recoacerea la 850 °C/2h/cuptor urmată de revenire la 575 °C/2h/aer a condus la obținerea următoarelor caracteristici R_m=79,6 daN/mm² δ_5=22 % și Z=68 %

c. Încălzirea la 575 °C/2h/apă a condus la obținerea următoarelor caracteristici : R_m=81,9 daN/m² ; δ_5=16% și Z=68,1%.

Conform acestor încercări tratamentul termic optim aplicat după laminarea la Ø 6 mm ar fi încălzire la 575 °C/2h/apă care asigură însușiri de plasticitate corespunzătoare deformării în bune condiții a materialului.

3.2. *Încercări de duritate*. Încercările de duritate s-au făcut prin metoda Vickers (HV5) respectîndu-se condițiile STAS 492-73.

Valorile măsurătorilor de duritate în funcție de starea de tratament termic aplicată sînt prezentate în figura 2. De menționat că valorile prezentate sînt media a 5 măsurători individuale.

Din analiza rezultatelor prezentate în graficul din figura 2 rezultă că în urma tratamentelor temice de recoacere la 850 °C/2h/aer + revenire la 575 °C/2h/aer sau încălzire la 575 °C/2h/apă duritatea scade cu cca 120 unități HV5 față de starea inițială ceea ce duce la îmbunătățirea deformabilității materialului.

3.3. *Structura probelor*. Examinarea structurii s-a făcut cu ajutorul microscopului electronic folosind o replică dublă de celuloză și carbon umbrită cu crom.

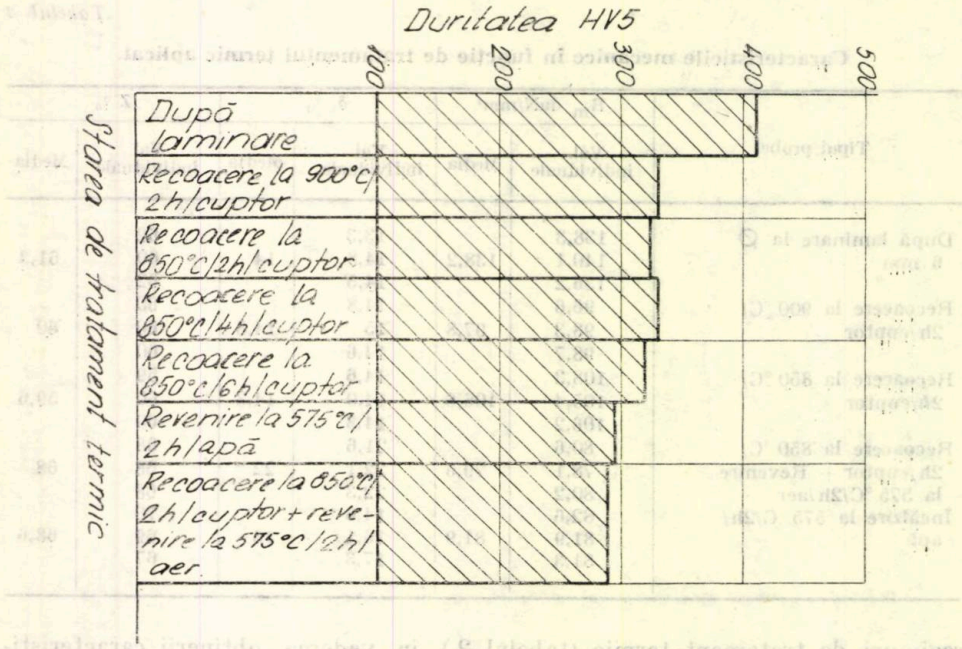


Fig. 2. Variația durității HV5 în funcție de tratamentul termic aplicat.

Cercetările metalografice electronice scot în evidență următoarele :

— structura probelor după laminare este alcătuită din bainită aciculară, constituent care asigură caracteristici de rezistență de valori ridicate (fig. 3).

— în urma recoacerii la 850 °C respectiv 900 °C/2h/cuptor structura obținută este alcătuită din bainită granulară. La 850 °C/2h/cuptor structura obținută este mai fină decît la 900 °C/2h/cuptor (fig. 4 respectiv fig. 5). Pe măsură ce crește durata de menținere la aceeași temperatură de recoacere structura devine mai grosolană datorită efectului timpului asupra fenomenelor de difuziune (fig. 6 și 7).

— în urma recoacerii la 850 °C/2h/ cuptor urmată de revenire la 575 °C/ 2h/aer structura este formată din ferită și o mică cantitate de bainită constituenți ce asigură caracteristici de rezistență și plasticitate de valori ridicate (fig. 8).

— în urma încălzirii la 575 °C/2h/apă structura este formată din ferită și cementită globulară (Fig. 9) ; constituenți care asigură însușiri de plasticitate corespunzătoare deformării în bune condiții a materialului :

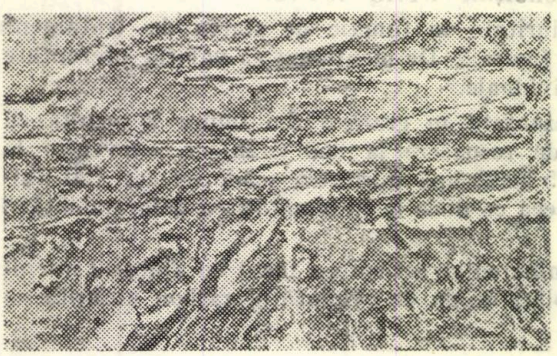


Fig. 3. ME ×6300. Starea inițială.

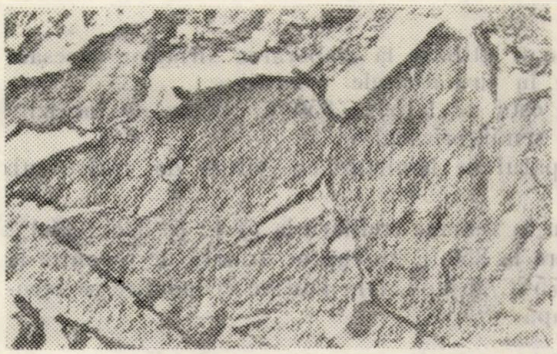


Fig. 4. ME ×6300. Recoacere la 900 °C/2 h/cuptor.

Fig. 5. ME×6300. Recoacere la 850 °C/2 h/cuptor.

Fig. 6. ME ×6300. Recoacere la 850 °C/4 h/cuptor.

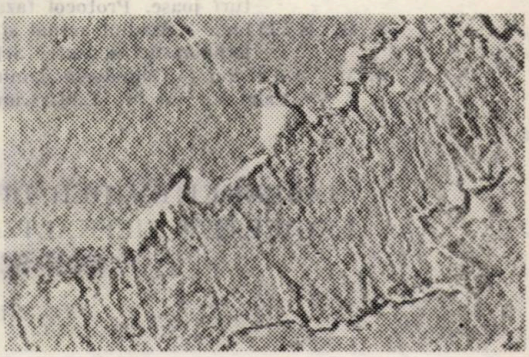


Fig. 7. ME×6300. Recoacere la 850 °C/6 h/cuptor.

Fig. 8. ME ×6300. Recoacere la 850 °C/2 h/cuptor +revenire la 575 °C/2 h/aer.

Fig. 9. ME×6300. Încălzire la 575 °C/2 h/apă.

Concluzii

Oţelul aliat cu 9% Ni poate fi utilizat la elaborarea sîrmelor necesare fabricării electrozilor de sudare în următoarele condiţii :

– Temperatura de laminare este de 1 150...850 °C, viteza de încălzire este de 1,5 min/mm din latura semifabricatului ;

– răcirea se efectuează pe patul de laminare cu viteză de răcire sub 150 °C/min.

– după laminarea la ∅ 6 mm în vederea trefilării la ∅ 4 ; ∅ 3,25 ; ∅ 1,2 şi ∅ 0,8 se necesită fie o recoacere la 850 °C/2h/cuptor urmată de revenire la 575 °C/2h/aer fie o încălzire la 575 °C/2h/apă. Din motive economice se recomandă încălzirea la 575 °C/2h/apă.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Truşculescu — Studiul comportării oţelurilor aliate cu 9% Ni şi 4% Co folosite la temperaturi joase. Teză de doctorat 1967
2. M. Truşculescu, A.M. Tache, I. Mitelea, V. Budău — Studiul asupra elaborării deformării plastice şi sudării oţelurilor destinate utilizării la temperaturi joase. Protocol faza II. I. P. Traian Vuia" Timişoara 1976
3. R. Killing — Stadiul actual şi tendinţele de dezvoltare ale sudării oţelurilor pentru temperaturi scăzute. Schweissen und Schneiden nr. 9/75
4. M. Adrian — Tehnologia laminării. Editura tehnică 1977
5. * * * Caiet de sarcini. C.M. Cîmpia Turzii 1974—1979

EIGENHEITEN DER DRAHTFERTIGUNG AUS MIT 9% Ni – LEGIERTEM TIEFKALTZÄHEN STAHL FÜR DIE ERZEUGUNG VON SCHWEISSELEKTRODEN

ZUSAMMENFASSUNG

Auf Grund einer Analyse der Verformbarkeit Charakteristiken eines Stahles mit 9% Ni, wird in dieser Arbeit die Herstellungstechnologie von drahtförmigen Schweisselktroden behandelt, wobei besonders auf die optimalen plastischen Umformungsparameter und die entsprechende Wärmebehandlungen gewiesen wird, um entsprechende mechanische Eigenschaften zu erzielen.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

OPTIMIZAREA REGIMULUI DE AŞCHIERE LA FREZARE

DE

IOAN GROZAV, ION POP

În cadrul prelucrării metalelor prin aşchiere, este foarte important din punct de vedere tehnico-economic, de a stabili în aşa mod parametrii regimului de lucru, încît să satisfacă cel puţin un criteriu de optimizare. În cadrul operaţiei de frezare, literatura de specialitate prezintă mai multe criterii de optimizare. Unul dintre aceştia fiind uzura minimă a sculei. Este cunoscut că cel mai important criteriu de optimizare este cel al preţului de cost, însă pentru satisfacerea mai deplină a acestui criteriu de optimizare se pune şi problema determinării regimului de aşchiere optim din punct de vedere al uzurii sculei. Uneori acest criteriu de optimizare are o pondere destul de mare, aşa cum este în cazul frezelor profilate, la care menţinerea constantă a profilului impune existenţa uzurii minime a tăişului sculei.

În vederea stabilirii regimului optim de aşchiere, din punctul de vedere al uzurii minime a sculei, în lucrarea de faţă s-a considerat cazul frezării cu o freză-disc cu un tăiş, caz ce poate fi generalizat şi la frezarea cu freze cilindrice sau frontale. Pentru experimentări s-a construit o freză-disc cu un dinte (fig. 1),

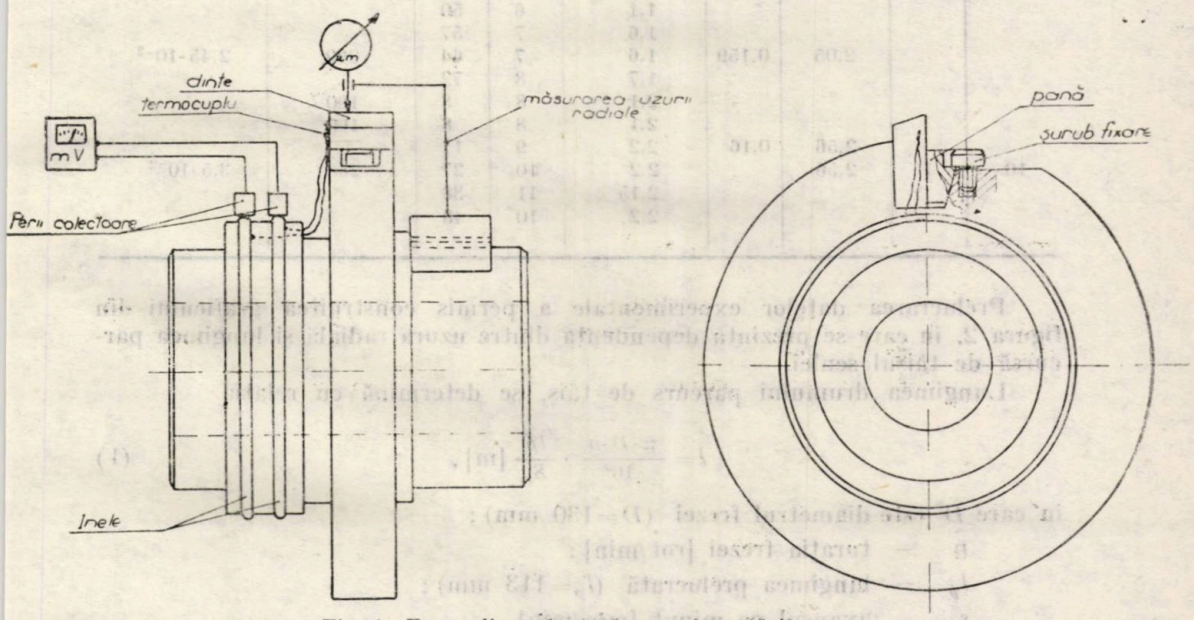


Fig. 1. Freza-disc adaptată experimentărilor.

care este prevăzută cu un termocuplu, în vederea punerii în evidență a tensiunii termoelectrice ce se naște ca urmare a căldurii degajate în procesul de așchiere. Construcția utilizată permite măsurarea în același timp și a uzurii radiale a dintelui sculei.

Dintele frezei s-a construit din Rp3, avînd geometria : $\alpha=12°$ și $\gamma=5°$.

Materialul de prelucrat a fost ales OLC 45 normalizat. Adaosul de prelucrare, în timpul experimentărilor, a fost menținut constant de 1 mm.

Pentru determinarea uzurii sculei s-a ales criteriul uzurii radiale h_r, acest criteriu prezentînd mai multă stabilitate în comparație cu celelalte criterii de uzură, după cum rezultă din bibliografia de specialitate.

Pentru a determina uzura sculei așchietoare s-a ales o metodă cu o durată mai scurtă de determinare, descrisă în [1] cap. 1.

Valorile regimului de așchiere utilizat și mărimile rezultate în urma experiențelor sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Rezultatele experimentale

Rdgimul de așchiere				Tensiunea termoelectrică [mV]	Uzura sculei		Lungimea drumului parcurs de tăiș [m]	Uzura radială relativă hr, r[μm/m]
t [mm]	t_1 [mm]	v [m/s]	sd		Δhr [μm]	hr [μm]		
				0,65	4	4	190	
				0,6	7	11	—	
		0,8	0,16	0,5	5	16	286	$1,64 \cdot 10^{-2}$
				0,5	5	21		
				0,5	6	26		
				0,85	2	28		
10	1	1,02	0,156	0,9	2	30	295	$1,4 \cdot 10^{-2}$
				0,9	3	33		
				1,1	5	38		
		1,6	0,159	1,0	6	44	290	$2,1 \cdot 10^{-2}$
				1,1	6	50		
				1,6	7	57		
		2,05	0,159	1,6	7	64	292	$2,45 \cdot 10^{-2}$
				1,7	8	72		
				2,1	8	8	190	
				2,1	8	8	190	
		2,56	0,16	2,2	9	17	—	
10	1	2,56		2,2	10	27	288	$3,5 \cdot 10^{-2}$
				2,15	11	38		
				2,2	10	48		

Prelucrarea datelor experimentale a permis construirea graficului din figura 2, în care se prezintă dependența dintre uzura radială și lungimea parcursă de tăișul sculei.

Lungimea drumului parcurs de tăiș, se determină cu relația

$$l = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{10^3} \cdot \frac{lp}{S_m} \text{ [m]}, \qquad (1)$$

în care D este diametrul frezei ($D=130$ mm) ;

n — turația frezei [rot/min] ;

l_p — lungimea prelucrată ($l_p=113$ mm) ;

s_m — avansul pe minut [mm/min].

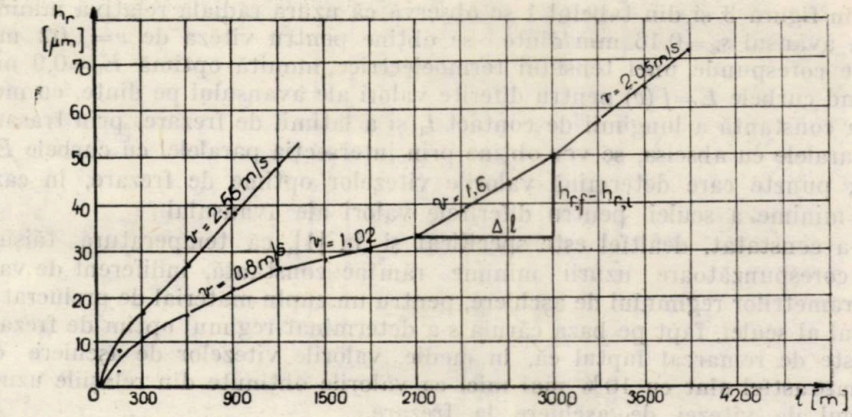


Fig. 2. Variația uzurii radiale funcție de viteza de așchiere

În concordanță cu cele arătate în [1], s-a determinat uzura radială relativă pentru fiecare viteză de așchiere utilizată și funcție de aceasta s-a trasat dependența uzura radială relativă funcție de viteza de așchiere.

Uzura radială relativă a fost determinată conform relației

$$h_{r_1 r} = \frac{h_{r_1 f} - h_{r_1 i}}{\Delta l} \text{ [μm/m]}, \tag{2}$$

în care : $h_{r_1 i}$, h_{rf} este uzura la începutul intervalului, respectiv sfîrșitul intervalului în care s-a menținut constant avansul și viteza de așchiere ;

Δl – drumul parcurs de tăișul sculei la menținerea constantă a vitezei de așchiere și a avansului.

Dependența uzurii radiale relative funcție de viteza de așchiere $h_{r,r} = f(v)$ și tensiunea termoelectrică înregistrată de termocuplu la diferite viteze de așchiere și pentru diferite avansuri $E = f(v)$ este redată în figura 3.

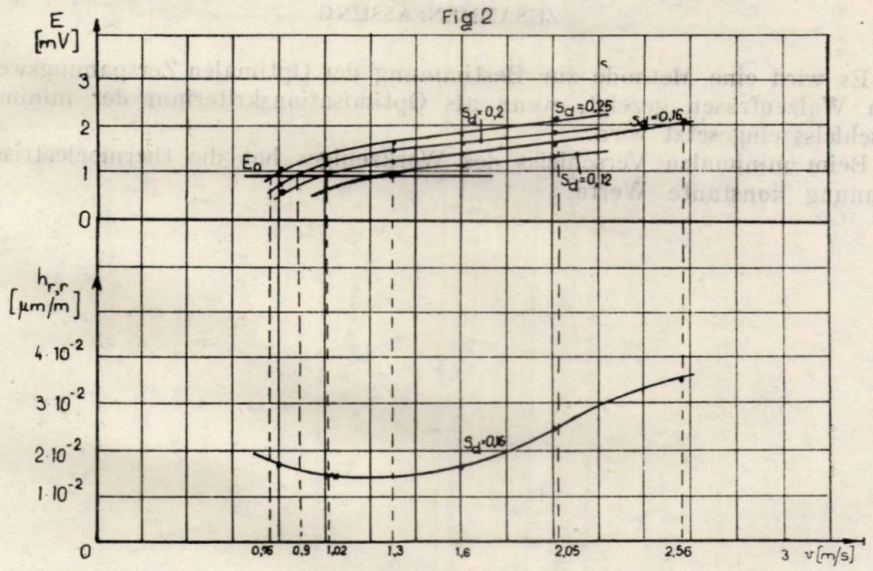


Fig. 3. Determinarea vitezei de așchiere optime pentru diferite avansuri.

Din figura 3 și din tabelul 1 se observă că uzura radială relativă minimă, pentru avansul s_d=0,16 mm/dinte, se obține pentru viteza de v=1,02 m/s, ceea ce corespunde unei tensiuni termoelectrice, numită optimă E_0=0,9 mV. Ridicînd curbele $E=f(v)$ pentru diferite valori ale avansului pe dinte, cu menținerea constantă a lungimii de contact l_1 și a lățimii de frezare, prin trasarea unei paralele cu abscisa, se vor obține prin intersecția paralelei cu curbele $E=f(v)$, puncte care determină valorile vitezelor optime de frezare, în cazul uzurii minime a sculei, pentru diferitele valori ale avansului.

S-a constatat, dealtfel este specificat și în [1], că temperatura tăișului sculei corespunzătoare uzurii minime rămîne constantă, indiferent de valorile parametrilor regimului de așchiere, pentru un cuplu material de prelucrat – material al sculei, fapt pe baza căruia s-a determinat regimul optim de frezare.

Este de remarcat faptul că, în medie, valorile vitezelor de așchiere determinate astfel sînt cu 10% mai mici ca valorile obținute din relațiile uzuale de calcul ale vitezei de așchiere la frezare.

În concluzie, se poate arăta că, în cazul diferitelor cupluri material de prelucrat – material al sculei, în cazul frezării cu freze profilate, se pot ridica diagrame de forma celei prezentate în figura 2, care să cuprindă și variația lungimii de contact l_1. Din diagrame se obțin ușor, pentru diferite valori ale lui s_d și l_1 valoarea optimă a vitezei de așchiere, care să ducă la uzură radială minimă a sculei, scop ce a fost urmărit în rezolvarea prezentei lucrări.

BIBLIOGRAFIE

1. A. D. Makarov — Iznos i stoicosti pejuscih instrumentov. Mașinostroienie — Moscova 1966

OPTIMISIERUNG DER ZERSPANNBARKEITSPARAMETER BEIM WALZENFRÄSEN

ZUSAMMENFASSUNG

Es wird eine Methode zur Bestimmung der Optimalen Zerspannugswerte beim Walzenfräsen gezeigt, wenn als Optimisationskriterium der minimale Verschleiss eingesetzt wird.

Beim minimalen Verschleiss des Werkzeuges hat die thermoelectrische Spannung konstante Werte.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

SUDAREA GRAVITAŢIONALĂ PE VERTICALA CU ELECTROD ÎNVELIT

DE
C. SARLĂU, GH. GLIŢĂ

1. Introducere

Lucrările de sudare manuală cu arc electric reprezintă încă un procent destul de ridicat în industria constructoare de maşini, navală, chimică etc. De aceea se caută în permanenţă soluţii practice pentru a mări productivitatea muncii pe un operator sudor.

Dintre procedeele studiate care poate să conducă la mărirea productivităţii muncii, este şi sudarea gravitaţională, realizîndu-se îmbinări sudate de colţ şi chiar cap la cap.

Procedeul de sudare gravitaţională pentru îmbinări orizontale derivă din procedeul manual de sudare cu electrozi înveliţi, la care se adaptează un dispozitiv special pentru susţinerea şi ghidarea electrodului, care poate să fie de lungime normală sau chiar mai lungi (pînă la 700 mm).

Operatorul sudor trebuie numai să introducă electrodul 1 în dispozitivul 2 şi să amorseze arcul electric. După amorsarea arcului electric, procesul decurge automat, electrodul alunecînd pe bara 3, datorită gravitaţiei. Datorită deplasării automate a electrodului în lungul cusăturii 4, operatorul poate deservi mai multe asemenea dispozitive (3, 4 dispozitive) şi ca urmare productivitatea va creşte de cca 4 ori în raport cu sudarea manuală cu arc electric.

Electrodul se topeşte uniform fără a fi nevoie de oscilaţii, obţinîndu-se îmbinări sudate de calitate atît pentru cele în colţ cît şi cap la cap.

Pornind de la aceste rezultate obţinute la realizarea îmbinărilor sudate orizontale, s-a intuit folosirea sudării gravitaţionale la realizarea îmbinărilor sudate verticale. Această aplicaţie a sudării gravitaţionale este cercetată

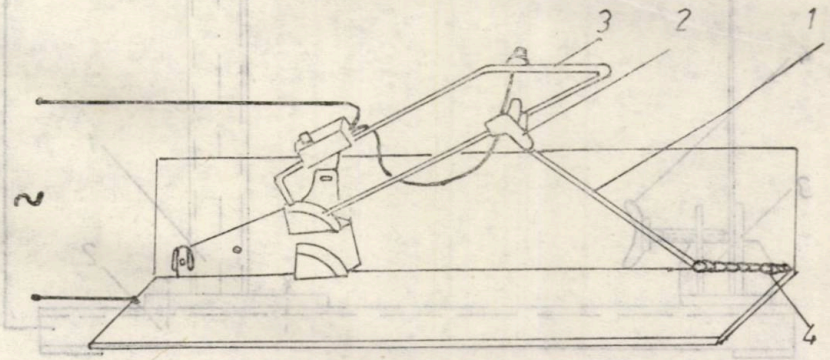


Fig. 1. Dispozitiv de sudare gravitaţională a sudurilor orizontale.

în lucrarea de față. Motivația introducerii acestui procedeu la sudarea pe verticală, rezidă din avantajele pe care le are în plus față de sudarea manuală pe verticală.

2. Dispozitiv pentru sudarea gravitațională verticală

La sudarea gravitațională a îmbinărilor orizontale rezultă avantaje privind productivitatea, pe cînd la sudarea gravitațională verticală se preconizează în plus atît ușurarea muncii cît și ridicarea calității îmbinărilor sudate.

Pentru aplicarea procedeului la sudarea verticală s-a conceput și realizat un dispozitiv special cu un singur electrod, figura 2.

Subansamblul de bază al dispozitivului este tubul de ghidare 6 montat prin articulație 12 pe montantul 1. În tubul de ghidare 6 se găsește glisorul port-electrod 8 în care este fixat electrodul 7. Glisorul 8 are posibilitatea să culiseze în tubul de ghidare care este înclinat sub un unghi α față de orizontală, unghi ce se stabilește din sistemul 11.

Sub acțiunea forței de gravitație și a unghiului α, glisorul port-electrod coboară înspre capătul de sosire al tubului de ghidare, apăsînd mereu electrodul pe piesa de sudat ceea ce asigură un proces de sudare neîntrerupt în timpul consumării unui electrod. La sfîrșitul acestui ciclu, procesul se întrerupe automat prin retirea saniei port-electrod în jurul perechii frontale a rolelor 9 și prin ieșirea în fereastră a perechii posterioare de role 10.

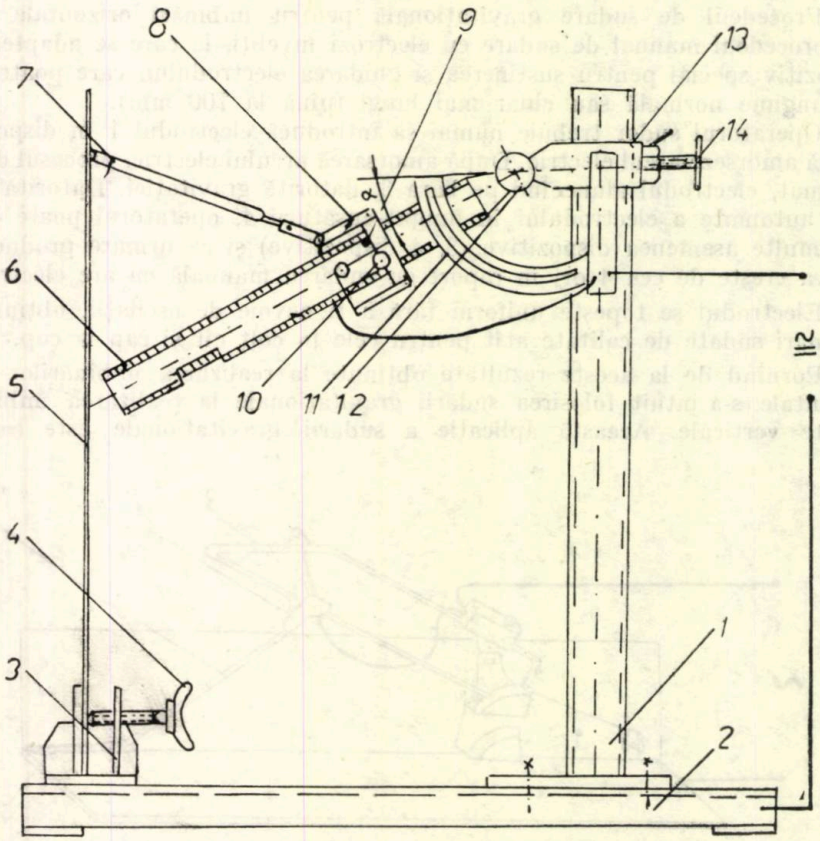


Fig. 2. Dispozitiv pentru sudarea gravitațională.

În cazul cînd se sudează cu mai mulți electrozi (doi, trei) dispozitivul are mai multe ghidaje, montate pe același montant la distanțe bine determinate.

Înclinarea ghidajului cu unghiul α s-a determinat analitic și experimental, ținînd seama de forțele și de masele care intervin în alcătuirea sistemului port-electrod, figura 3.

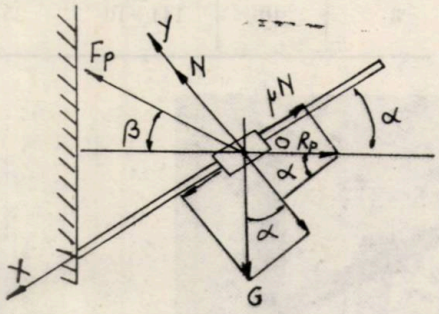


Fig. 3. Sistemul de forțe și mase pe sistemul de ghidare.

2.1. Determinarea analitică a unghiului de înclinare.

În sistemul de axe ales (figura 3) se pune condiția de echilibru a forțelor, și anume :

$$\Sigma_{pr}(OX) = 0 \tag{1}$$

sau :

$$F_p(\mu \cdot \sin\alpha + \cos\alpha) = G(\sin\alpha - \mu\cos\alpha) \tag{2}$$

Forța de apăsare a electrodului asupra cusăturii este dată de relația :

$$F_p = G\frac{\sin\alpha - \mu\cos\alpha}{\cos\alpha + \mu\sin\alpha} \tag{3}$$

iar unghiul α rezultă împărțind relația (3) prin $\cos\alpha$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{F_p + \mu G}{G - \mu F_p} \text{ sau } \alpha = \operatorname{arc\,tg}\frac{F_p + \mu G}{G - \mu F_p} \tag{4}$$

unde :

G este greutatea ghidajului, a port-electrodului și electrodului ;
F_p — forța de apăsare a electrodului asupra cusăturii ;
N — reacțiunea normală dată de ghidaj ;
μ — coeficientul de frecare dintre role și calea de rulare.

Dacă se consideră valorile $G = 13$ N, $F_p = 1{,}2$ N ; $\mu = 0{,}15$, unghiul α ce rezultă este de cca $14 - 15°$.

2.2. Determinarea experimentală a unghiului de înclinare.

În procesul de sudare s-a lucrat cu unghiuri variind între $15 - 20°$ cu rezultate foarte bune. Prin urmare unghiul determinat prin calcule este foarte aproape de cel determinat experimental.

3. Încercările experimentale și stabilirea tehnologiei de sudare

Experimentările s-au efectuat cu dispozitivul prezentat în figura 4, dispozitiv realizat în laboratoarele catedrei UTS de la Facultatea de mecanică.

Tabelul 1

Nr. crt.	s mm	I_s (A)	U_d (U)	v_s m/h	Tip el.	Obs.
1	6	100±10	24...25	14,6	E 10 RC	$\varnothing_e$3,25
2	8	125±10	25...26	18	E 10 RC	$\varnothing_e$3,25
3	10	144±10	25...26	15	E 10 RC	$\varnothing_e$3,25

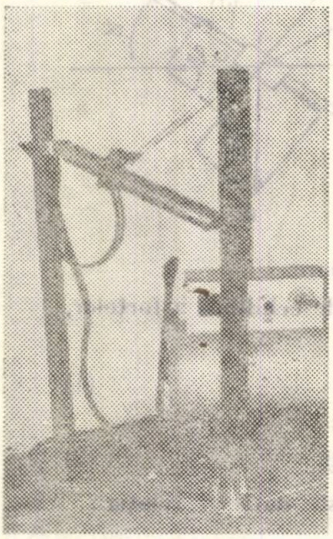


Fig. 4. Dispozitiv de sudat pe verticală descendent.

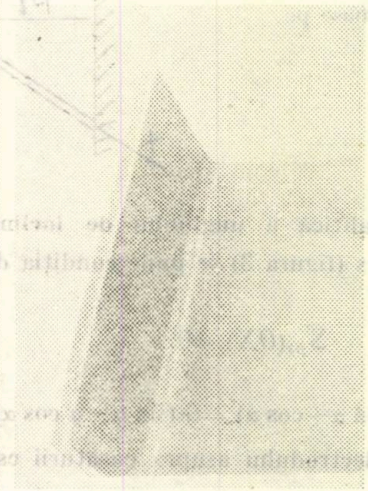


Fig. 5. Aspectul exterior al cordonului de sudură la îmbinarea în T.

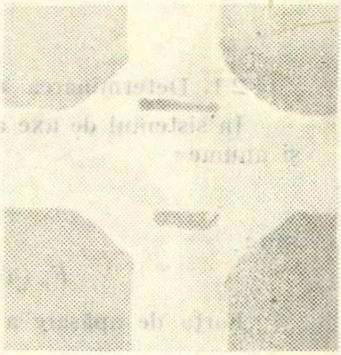


Fig. 6. Macrostructura cusăturilor executate pe verticală.

Pentru sudare s-au folosit probe îmbinate în *T* din OL37 cu grosimi de 6,8 și 10 mm. Parametrii regimului de sudare sînt prezentați în tabelul 1.

În figura 5 este prezentată o probă sudată în colț, iar în figura 6 o macrostructură.

4. Concluzii

Experimentările efectuate au arătat, au demonstrat că sudarea gravitațională verticală este net superioară sudării manuale cu arc electric, atît din punct de vedere productiv cît și din punct de vedere al aspectului, respectiv a calității cusăturilor.

Productivitatea acestui procedeu este de 3...4 ori mai mare față de sudarea manuală.

Viteza de sudare la procesul gravitațional pe verticală se încadrează în limitele 12,5...18 m/h, viteze cu mult mai mari, comparativ cu 2...4 m/h la sudarea manuală.

Introducînd acest procedeu mecanizat de sudare pe verticală s-a asigurat o ardere stabilă a arcului electric, se realizează suduri de colț cu cateta de 4...5 mm la o singură trecere și de 5...6 mm la două treceri (cusături foarte răspîndite în construcții navale).

Dintre avantajele utilizării acestor dispozitive la sudarea verticală se amintesc :

– pentru cusături cu cateta de 4...6 mm este cea mai productivă și economică metodă ;
– cusătura este uniformă pe toată lungimea ;
– se reduc deformațiile ca urmare a reducerii cantității de metal depus ;
– ușurează foarte mult munca operatorilor sudori ;
– consum mai redus de electrozi și de energie electrică ;
– caracteristici de rezistență mai ridicată a metalului depus.

BIBLIOGRAFIE

1. Asnia A.E., ș.a., O Vozmojnosti umensenia cecenia uglovihsov, Avtomaticescaiu svarca, 5/1969
2. Ionescu Nicolae, Sudarea gravitațională cu arcul electric, Biblioteca Academiei Militare, București, 1978
3. Pascenbo V.A., ș.a., Mehanizația svarka electrodum verticalnih tavrovih coedinieriu, Svarocinoproizvodstvo, 5/1974
4. Sălăgean Tr., Sudarea cu arcul electric, Ed. Facla, 1978

LE SOUDAGE GRAVITATIONEL VÉRTICALE AVEC ÉLECTROD

RÉSUMÉ

Le soudage gravitationel est une technologie qui facilite le travail, augmente la productivité et la qualité des soudures. L'application du procédé à la réalisation des soudures qui s'execute au montage en position vérticale, apporte une importante éfficience économique par sa simplicité et par sa large application à l'aide du dispositif réalisé.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 1 — 1981

CONTRIBUŢII LA PERFECŢIONAREA CINEMATICII CIRCULARE A AGREGATELOR AGRICOLE

DE

C. ŞTEFAN

Executarea lucrului cu agregatele agricole după metoda de deplasare circulară, se întîlneşte foarte frecvent în producţie atît la lucrările de pregătirea solului cît mai ales la lucrările de recoltat.

Zonarea culturilor şi formarea noilor asolamente, creează pentru etapa actuală posibilităţi superioare de exploatare ştiinţifică a agregatelor agricole mobile şi ca urmare reducerea consumului de combustibil la lucrările executate.

În prezenta lucrare se analizează posibilităţile de perfecţionare a metodelor de deplasare circulare existente, în scopul stabilirii unor precizări care să creeze condiţii reale de utilizare pe scară largă a acestora în producţie :

Studiul comparativ al variantelor utilizate în producţie

Variantele de cinematici circulare cu cea mai mare utilizare în producţie se prezintă în fig. 1.

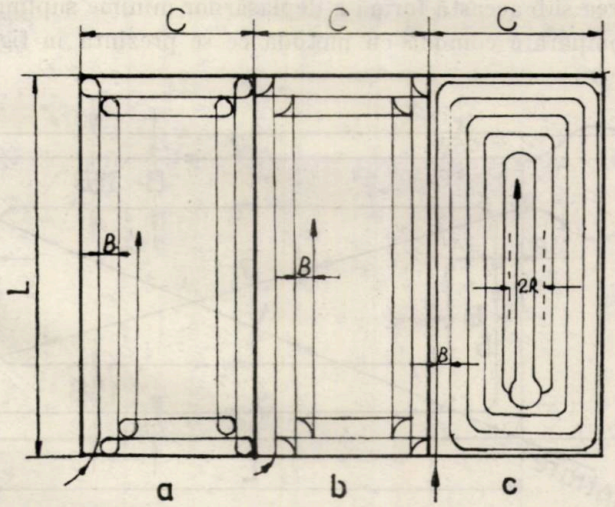


Fig. 1. Cinematici circulare realizate cu diverse agregate agricole :
a — cu agregate tractate asimetrice; b — cu agregate autopropulsate simetrice; c — cu orice tip de agregat.

Folosind notațiile unanim acceptate de toți autorii în studiul cinematicii agregatelor, fără să se ia în considerare lungimea cursei în gol pentru deplasarea la o nouă suprafață de lucru, din studiul efectuat a rezultat :

— pentru agregatele tractate asimetrice,

$$S_{ga}=2\frac{C}{B}\left[R\left(\frac{3\pi}{2}+2\right)+\frac{B}{2}+C\right]=13{,}42\frac{CR}{B}+\left(\frac{2e}{B}+1\right)C \qquad (1)$$

— pentru agregatele autopropulsate simetrice,

$$S_{gb}=2\frac{C}{B}\left[R\left(\frac{\pi}{2}+2\right)\right]=7{,}14\frac{CR}{B} \qquad (2)$$

Rezultă că folosind în principiu aceiași cinematică, însă diferind modul de întoarcere în gol, în cazul agregatelor autopropulsate simetrice se reduce lungimea curselor în gol în raportul :

$$\rho=\frac{S_{ga}}{S_{gb}}=1{,}88+\frac{2e+B}{7{,}14R} \qquad (3)$$

Varianta de deplasare prezentată în fig. 1.c este metoda cea mai folosită în producție și poate fi executată cu orice fel de agregat. Aceasta prezintă însă marele dezavantaj că la colțurile terenului rămîn zone nelucrate iar pentru lucrarea acestora se execută multe deplasări în gol, care de obicei nu mai respectă o regulă precisă.

Considerînd situația teoretică corespunzător căreia retușarea greșurilor la colțuri s-ar realiza cu minimum de deplasări în gol, lungimea deplasărilor suplimentare pentru lucrarea colțurilor, în cazul metodei din fig. 1 c, poate fi calculată cu ajutorul relației :

$$S_{l_s}=2\left[\sqrt{L^2+C^2}+(12R+e)\right] \qquad (4)$$

Exprimarea sub această formă a deplasărilor minime suplimentare, creează condiții de comparare comodă cu metoda ce se prezintă în fig. 2.

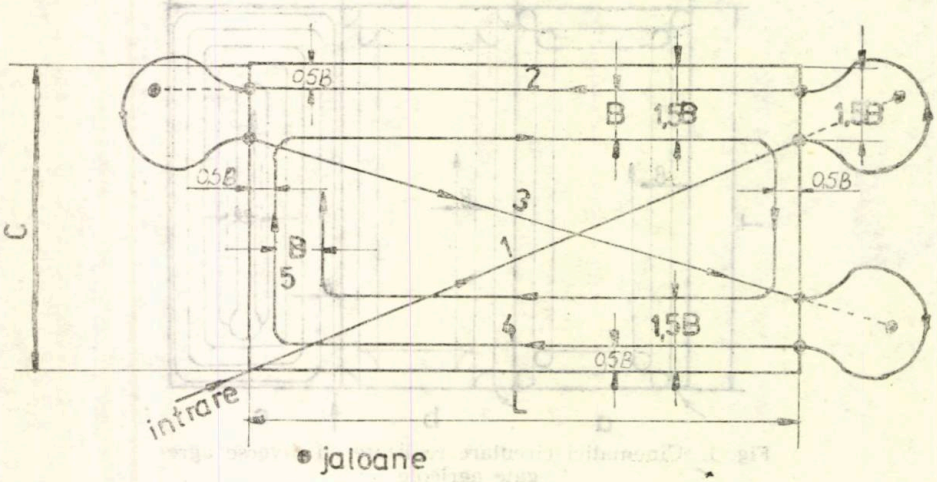


Fig. 2. Cinematică agregatelor și modul de jalonare a terenului, în cadrul metodei circulare combinate.

Studiul deplasării agregatelor după metoda circulară combinată

Metoda de deplasare circulară combinată recomandată în tehnologiile de exploatare a agregatelor permite reducerea considerabilă a lungimii curselor în gol și asigură indici de lucru superiori.

Cinematica agregatelor și modul de jalonare a punctelor caracteristice ale terenului se prezintă în fig. 2.

Lungimea deplasărilor care urmăresc eliminarea greșurilor de la colțuri și implicit a necesității retușării acestora, se stabilește cu relația :

$$S_d = 2\left[\sqrt{L^2+(C-1{,}5B)^2}+(9R+3e)\right] \qquad (5)$$

Comparînd relațiile (4) și (5), se constată că $S_d < S_{ls}$ iar pe lîngă acest avantaj cinematic rezultă avantaje considerabile pentru calitatea lucrului executat.

În cazul agregatelor de recoltat păioase cu colectarea produsului în buncăr, se impune următoarea restricție de dimensionare a suprafeței de lucru :

$$D = \sqrt{L^2+(C-1{,}5B)^2} \leqslant \frac{10^4 V_b \cdot \gamma_p}{B_e \cdot P_r}, \text{ în m} \qquad (6)$$

în care :

D este diagonala suprafeței de lucru, în m ;
V_b – volumul buncărului, în m^3 ;
γ_p – masa unității de volum a produsului recoltat, în kg/m^3 ;
Be – lățimea efectivă de lucru a mașinii din agregat, în m ;
P_r – cantitatea de recoltă obținută la ha, în kg/ha.

Concluzii

Din studiul efectuat se evidențiază următoarele concluzii :

1. Cinematica circulară combinată este aplicabilă la deplasarea în lucru a oricărui tip de agregat agricol ;

2. Ea elimină toate dezavantajele prezentate la celelalte variante circulare în condițiile îndeplinirii unei lucrări cu indici calitativi superiori ;

3. În cazul agregatelor de pregătirea terenului în vederea însămînțării, metoda de deplasare nu ridică nici o restricție ;

4. În cazul combinelor de recoltat păioase care, pentru a li se asigura asistența tehnică rapidă se grupează, acestea pot lucra una după alta, după recoltarea diagonalelor ;

5. Înainte de începerea lucrului este necesară jalonarea obligatorie ;

6. În condițiile noilor asolamente care asigură pentru aceeași cultură suprafețe mari comasate, se creează condiții deosebit de favorabile pentru trecerea la folosirea în producție a metodei de deplasare circulară combinată, asigurîndu-se în acest fel și în exploatarea agregatelor un salt spre o nouă calitate.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Sandru, I. Niță, C. Ștefan : Exploatarea parcului de mașini și tractoare. Editura Agricolă București 1963
2. C. Dobrescu, H. Begheș : Optimizarea dimensiunilor parcelelor pentru executarea lucrărilor cu agregate agricole. Mecanizarea agriculturii Nr. 4/1978

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA

BEITRÄGE ZUR VERVOLLKOMMENUNG DER KINEMATISCHEN KREISFAHRENDEN LANDWIRTSCHAFTLICHEN AGGREGATEN

ZUSAMMENFASSUNG

Es wird ein Analytisches Studium im verhältnis zur Metode des Kreisfahrens der Landwirtschaftlichen Aggregate mit den Vergleichs Parametern zur länge im leer-fahren, angestellt.

Die Vorteile des Kombinierten Kreisfahrens zu den anderen Gebrauchsmetoden, werden damit hervorgehoben.

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA"
TIMIȘOARA

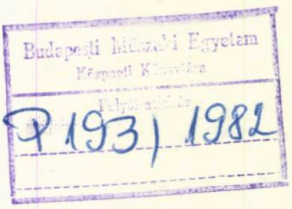
Seria Mecanică

Tom 26 (40) Fascicola 2

IULIE–DECEMBRIE
1981

COLEGIUL DE REDACȚIE

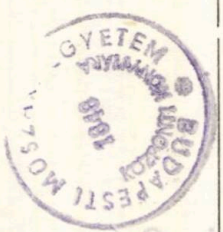
— Acad. prof. dr. doc. ing. IOAN ANTON
— Conf. dr. ing. GHEORGHE CREȚU
— Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ — redactor șef
— Prof. em. ing. CONSTANTIN AVRAM, m.c. al Acad. R.S.R.
— Prof. dr. ing. DUMITRU BECHERESCU
— Prof. dr. ing. VASILE COCHECI
— Prof. dr. BORISLAV CRSTICI
— Prof. dr. ing. COLETA DE SABATA
— Prof. dr. ing. TOMA DORDEA
— Conf. dr. ing. TRAIAN NICOARĂ
— Prof. dr. ing. FRANCISC KOVACS
— Acad. prof. dr. ing. DAN MATEESCU
— Prof. dr. ing. TIBERIU MUREȘAN
— Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ
— Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII
— Prof. dr. doc. ing. CONSTANTIN ȘORA
— Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU — secretar de colegiu



COMITETUL DE REDACȚIE

II. Mecanică teoretică și aplicată

— Prof. dr. ing. FRANCISC KOVACS — redactor responsabil
— Prof. dr. ing. IOSIF GROȘANU
— Prof. em. dr. ing. GHEORGHE SAVII — redactor responsabil adj.
— Prof. dr. ing. LIVIU BRÎNDEU
— Prof. dr. doc. ing. ȘTEFAN CĂPROIU
— Prof. dr. doc. ing. AUREL NANU
— Conf. dr. ing. IOAN NIȚĂ
— Conf. dr. ing. DAN PERJU
— Prof. dr. doc. ing. VLADIMIR POPOVICI
— Prof. dr. ing. IOSIF PREDA
— Prof. em. dr. doc. ing. GHEORGHE SILAȘ
— Prof. dr. ing. MARIN TRUȘCULESCU
— Prof. dr. ing. CORNEL UNGUREANU
— Prof. dr. ing. VASILE HOANCĂ
— Conf. dr. DUMITRU ROCHIANU
— Conf. dr. ing. TRAIAN RAICA — secretar de redacție



Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

Seria Mecanică

Tom 26 (40) Fascicola 2 Iulie-decembrie 1981

SUMAR

I. MECANICA TEORETICĂ

Crivacucea O., Folosirea coeficienţilor de rigiditate echivalenţi în studiul vibraţiilor liniare. 7

Crivacucea O., Kovacs A., Studiul autosincronizării a două vibratoare mecanice în mişcare plană. 11

II REZISTENŢA MATERIALELOR – ORGANE DE MAŞINI – TEORIA MECANISMELOR

Varga Şt., Aspecte ale mişcării ortocentrale. 15

Varga Şt., Aplicaţii ale modelului ortocentral. 27

Hajdu I., Contribuţii la calculul deplasării barelor drepte cu secţiune variabilă solicitate la încovoiere. 33

III. TERMOTEHNICA ŞI MAŞINI TERMICE

Jădăneanţ M., Studii şi cercetări experimentale asupra unor noi tipuri de umpluturi pentru turnurile de răcire. 39

Ferencz A., Studiul influenţei răcirii supapei de evacuare asupra cîmpului termic al acesteia. 43

Mânea L., Maksay St., Cercetări privind amplificarea radiaţiei termice în cuptoare de încălzire şi tratament cu zidărie permeabilă. 47

Raica T., Cornut Al., Georgescu G., Determinarea repartiţiei tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat printr-o metodă de discretizare. 53

Negrea D.V., Chira D., Popa M., Cu privire la calculul procesului de ardere şi ciclului real în vederea optimizării funcţionale pentru un motor Diesel de mic litraj cu antecameră. 61

IV. MECANICA FLUIDELOR ŞI MAŞINI HIDRAULICE

Bărglăzan M., Extinderea criteriului de stabilitate a sistemelor hidraulice de pompare. 69

Ancuşa V., Tomescu J., Asupra trasării paletei rotorului pompelor centrifuge. 73

V. TEHNOLOGIE MECANICĂ

Popa H., David I., Achimescu N., Model matematic pentru procesul de uzare a electrodului la prelucrarea prin eroziune electrică cu copierea formei. 81

Popoiu Gh., Hepuț T., Prejban I., Bilek I., Ciocan A., Recuperarea de metal din zgurele de la oțelării prin utilizarea lor în procesul de fabricație a aglomeratului cu fondant. 89

VI. TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Tache Gh., Savii Gh., Popovici Al., Optimizarea polideservirii cu algoritmul de ramificare și mărginire. 95

Savii Gh., Tache Gh., Popovici Al., Considerații privind implementarea polideservirii în industria constructoare de mașini. 103

VII. UTILAJUL ȘI TEHNOLOGIA SUDĂRII

Sarlău C., Babescu Gh., Gliță Gh., Perța Gh., Optimizarea parametrilor de tăiere cu oxigen. 107

VIII. MATERIAL RULANT DE CALE FERATĂ

Muntean Gl., Junc V., Frînarea vagoanelor de călători la 200 km/h. .. 113

Buletin scientifique et tehnique
de
L'institut polytechnique „Traian Vuia" de Timişoara

Série Mécanique

Tome 26 (40) Fascicule 2 Juillet-Decembre 1981

SOMMAIRE

I. MÉCANIQUE THÉORETIQUE

Crivacucea O., The Use of Equivalent Rigidity Coefficient in the Study of Linear Vibrations. 7

Crivacucea O., *Kovacs A.*, On the Study of Selfsynchronization of Two Mechanical Vibrators in Plane Motion. 11

II. RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX – ÉLÉMENTS DES MACHINES – MÉCANISMES

Varga Şt., Eigenschaften der Ortozentralen Bewegung. 15

Varga Şt., Anwendungen des Ortozentralen Models. 27

Hajdu I., Beitrag zur Berechnung der Durchbiegung bei geraden Balken mit veränderlichen Querschnitt, beansprucht auf Biegung. 33

III. THÉRMOTEHNIQUE ET MACHINES THERMIQUES

Jădăneanţ M., Études experimentalles de nouveaux disperseurs des tours de refroidissement. 39

Ferencz A., Der Einfluss de Kühlung auf das Temperaturfeld des Auslassventiles. 43

Mânea L., *Maksay St.*, Des recherches concernant l'amplification du rayonnement thermique dans le fours de choffage et du traitement thermique avec des parois perméables. 47

Raica T., *Cornut Al.*, *Georgescu G.*, Bestimmung der Spannungsverteilung in der Pleuel eines aufgeladenen Dieselmotors durch die Methode der Finiten Elementen. 53

Negrea D. V., *Chira D.*, *Popa M.*, Beiträge zur Berechnung des Verbrennungsprozesses und des realen Zyklus der funktionellen Optimierung eines kleinen Dieselmotors mit Vorkammer. 61

IV. LA MÉCANIQUE DES FLUIDES ET MACHINES HIDRAULIQUES

Bărglăzan M., Extension of stability for hydraulic pumping systems. .. 69

Ancuşa V., *Tomescu J.*, On the design of the centrifugal pumps impeller blades. 73

V. TECHNOLOGIE MÉCANIQUE

Popa H., *David I.*, *Achimescu N.*, Modèle mathematique du processus d'usure de l'électrode a l'usinage par électro-erosion. 81

Popoiu Gh., Hepuț T., Prejban I., Bilek I., Ciocan A., La récuperation du métaux du laitier de l'aciéries en utilisant le processus de fabrication de l'agglomérat à fondant. 89

VI. LA TECHNOLOGIE DE CONSTRUCTION DES MACHINES

Tache Gh., Savii Gh., Popovici Al., Die Optimierung der Mehrzweckbedienung durch das „Brauch and Bound" — Verfahren. 95

Savii Gh., Tache Gh., Popovici Al., Zur Einführung der Mehrzweckbedienung in der Maschinenbauindustrie. 103

VII L'OUTILLAGE ET LA TECHNOLOGIE DE LA SUDURE

Sarlău C., Babescu Gh., Gliță Gh., Perța Gh., Optimisirung der Parametern für Schneiden mit Sauerstoff. 107

VIII. MATÉRIEL ROULANT DE CHEMIN DÉ FÉR

Muntean Gl., Junc V., Freinage des voitures wagons a la vitesse de 200 Km/h. 113

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

FOLOSIREA COEFICIENŢILOR DE RIGIDITATE ECHIVALENŢI ÎN STUDIUL VIBRAŢIILOR LINIARE

DE

O. CRIVACUCEA

1. Consideraţii generale.

Introducerea coeficienţilor de rigiditate echivalenţi în studiul vibraţiilor neamortizate prezintă mari avantaje datorită simplificărilor posibile. Există numeroase cazuri unde folosirea coeficienţilor de rigiditate echivalenţi permite reducerea numărului gradelor de libertate ceea ce implică o scădere considerabilă a volumului de calcule pentru determinarea parametrilor vibraţiei.

Trebuie arătat însă că în mod curent astfel de coeficienţi se utilizează numai în cazuri destul de particulare întîlnite în special la legarea arcurilor în serie şi în paralel [1].

Pornind de la această constatare se introduc în continuare coeficienţi de rigiditate echivalenţi într-o formulare mai generală şi se precizează ecuaţiile diferenţiale ale mişcării.

2. Caracterizarea sistemului.

Se consideră sistemul mecanic cu n grade de libertate definit prin coordonatele generalizate q_i $(i=1, 2, \ldots n)$.

Ecuaţiile diferenţiale ale mişcării se obţin cu ajutorul ecuaţiilor lui Lagrange care se scriu

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial E_c}{\partial q_i}=-\frac{\partial E_p}{\partial q_i}\ (i=1, 2, \ldots, n) \tag{1}$$

Deoarece sistemul se presupune liniar, energiile cinetică şi potenţială vor fi forme patratice în raport cu $\dot{q}_i$ respectiv q_i $(i=1, 2, \ldots, n)$ avînd coeficienţii a_{ij} şi c_{ij} $(i, j=1, 2, \ldots, n)$ constanţi.

Se formează astfel matricele constante de inerţie $[A]=[a_{ij}]$ şi rigiditate $[C]=[c_{ij}]$, $(i, j=1, 2, \ldots, n)$.

Pulsaţiile proprii ale sistemului se obţin din ecuaţia

$$|\,[C]-p^2\,[A]\,|=0 \tag{2}$$

care are în general n soluţii [2]. Dacă numărul de pulsaţii proprii este mai mic sistemul nu va mai avea n grade de libertate şi se poate studia cu un număr mai mic de coordonate. Pentru aceasta este însă de obicei necesar să se folosească coeficienţi de rigiditate echivalenţi.

3. Coeficienții de rigiditate echivalenți.

În urma analizei componentelor unui sistem mecanic este posibil ca anumite mase ale sistemului să rezulte neglijabile în raport cu celelalte. Expresia energiei cinetice în această situație nu va conține derivatele coordonatelor corespunzătoare, coordonate care vor rămîne totuși în expresia energiei potențiale.

Se vor presupune satisfăcute următoarele condiții

$$\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_{n-k+l}}=0, \quad (l=1, 2, \ldots, k) \tag{3}$$

ceea ce înseamnă

$$a_{i,\ n-k+l}=a_{n-k+l\,i}=0 \tag{3'}$$

Corespunzător din ecuațiile lui Lagrange (1) rezultă

$$\frac{\partial E_p}{\partial q_{n-k+l}}=0, \quad (p=1, 2, \ldots, k) \tag{4}$$

sau

$$\sum_{i=1}^{n} c_{i,\ n-k+l}\ q_i=0, \quad (l=1, 2, \ldots, k) \tag{4'}$$

Relațiile (5') pot fi considerate ca un sistem de ecuații liniare în raport cu coordonatele q_{n-k+l} $(l=1, 2, \ldots, k)$ în număr de k. Rezolvînd acest sistem și introducînd expresiile găsite în expresia energiei potențiale, aceasta va deveni o formă patratică în raport cu coordonatele q_i $(i=1, 2, \ldots, n-k)$ a cărei coeficienți c_{ij}^{*} reprezintă coeficienții de rigiditate echivalenți.

Pentru exemplificare se va considera cazul particular ce rezultă pentru $k=1$. În acest caz din sistemul (4') se obține ecuația

$$\sum_{i=1}^{n} c_{in}\ q_i=0 \tag{5}$$

de unde rezultă

$$q_n=-\frac{1}{c_{nn}}\sum_{j=1}^{n-1} c_{nj}a_j, \quad (c_{nn}\neq 0) \tag{6}$$

Dacă se introduce expresia (6) în relația

$$\frac{\partial E_p}{\partial q_i}=\sum_{j=1}^{n} c_{ij}\,q_j \tag{7}$$

se va obține

$$\frac{\partial E_p}{\partial q_i}=\sum_{j=1}^{n-1} c_{ij}^{*}\,q_j \tag{8}$$

unde $c_{ij}^{*}=\frac{1}{c_{nn}}(c_{ij}c_{nn}-c_{in}c_{jn})$.

După cum se constată prin introducerea coeficienților de rigiditate echivalenți

$$c_{ij}^{*}=\frac{1}{c_{nn}}\begin{vmatrix} c_{ij} & c_{jn} \\ c_{in} & c_{nn} \end{vmatrix} \tag{9}$$

în expresia energiei potențiale nu mai intervine coordonata q_n și sistemul rămîne cu $n-1$ grade de libertate.

4. Aplicație la legarea arcurilor în paralel

În cazul arcurilor legate în paralel determinarea constantei elastice echivalente se face simplu numai pentru deformații egale ale arcurilor.

Un caz deosebit cu extremitățile arcurilor articulate se arată în fig. 1. Arcurile cu constantele elastice k_1 și k_2 sînt legate de pîrghia A_1A_2 de masă neglijabilă în articulațiile A_1 și A_2. De punctul O aflat la distanțele a_1 și a_2 față de cele două arcuri este articulată o tijă avînd la extremitate masa m ce se poate deplasa într-un ghidaj.

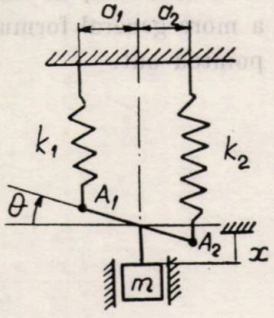


Fig. 1.

Poziția sistemului se poate determina prin coordonata $q_1=x$ a masei m și unghiul de rotire $q_2=\theta$ al pîrghiei A_1A_2.

Energia potențială a sistemului, pentru unghiuri de rotire θ mici, se poate scrie

$$E_p=\frac{k_1(x-a_1\theta)^2}{2}+\frac{k_2(x+a_2\theta)^2}{2}. \tag{10}$$

Astfel matricea de rigiditate a sistemului va fi

$$[C]=\begin{bmatrix} k_1+k_2 & k_2a_2-k_1a_1 \\ k_2a_2-k_1a_1 & k_1a_1^2-k_2a_2^2 \end{bmatrix}. \tag{11}$$

Conform relației (9) coeficientul de rigiditate echivalent $k_e=c_{11}$ va avea expresia

$$k_e=\frac{1}{k_1a_1^2+k_2a_2^2}\begin{vmatrix} k_1+k_2 & k_2a_2-k_1a_1 \\ k_2a_2-k_1a_1 & k_1a_1^2+k_2a_2^2 \end{vmatrix} \tag{12}$$

care după efectuarea calculelor devine

$$k_e=\frac{k_1k_2(a_1+a_2)^2}{k_1a_1^2+k_2a_2^2}. \tag{12'}$$

Este ușor de observat că același rezultat s-ar putea obține și pe cale elementară directă (3).

BIBLIOGRAFIE

1. 1. A. A. Jablonski, S. S. Noreiko, Kurs teorii kolebanii. Izd. „Vîsşaia şkola" Moskva, 1966.
2. L. Brîndeu, Vibrații — Mecanica analitică. Vibrații mecanice, Institutul politehnic „Traian Vuia" Timișoara, 1979.

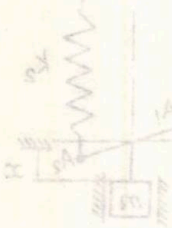
3. Gh. Silaș, M, Rădoi, L. Brindeu, H. Klepp, A. Hegedüs. Culegere de probleme de vibrații mecanice. Vol. I. Sisteme liniare cu un număr finit de grade de libertate. Ed. tehnică. București, 1967.

THE USE OF THE EQUIVALENT RIGIDITY COEFFICIENT IN THE STUDY OF LINEAR VIBRATIONS

(SUMMARY)

The introduction of equivalent rigidity coefficents into the study of unattenuated vibrations presents considerable advantages due to the possible simplifications.

Currently such coefficients are unsedin quite particular cases. Starting form this fact, in the work equivalent rigidity coefficients are introduced in a more general formulation and the differential equations of motion are being pointed out.



Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 2 — 1981**

STUDIUL AUTOSINCRONIZĂRII A DOUĂ VIBRATOARE MECANICE, ÎN MIŞCAREA PLANĂ

DE

O. CRIVACUCEA, A. KOVACS

În tehnica modernă anumite utilaje tehnologice (site vibrante, mese vibrante, vibrotransportoare etc.) folosesc frecvent mai multe vibratoare mecanice simultan. În acest caz apare necesitatea funcţionării acestor generatoare la aceiaşi frecvenţă, respectiv în sincronism. Realizarea fenomenului de sincronizare se poate obţine prin autosincronizare sau prin sincronizare forţată. Autosincronizarea este metoda cea mai simplă prin care se realizează sincronismul deoarece nu implică soluţii constructive complicate. În continuare se studiază, problema autosincronizării a două vibratoare mecanice în ipoteza că platforma pe care sînt aşezate vibratoarele efectuează o mişcare plan-paralelă.

Se consideră un număr de două vibratoare mecanice aşezate pe o platformă (fig. 1). Pentru sistemul adoptat axele de rotaţie ale vibratoarelor se consideră perpendiculare pe planul de vibraţie al platformei. Se aleg două sisteme de coordonare unul fix $O_1x_1y_1$ şi unul mobil Oxy, poziţia sistemului mobil faţă de sistemul fix se determină prin coordonatele xy ale punctului O şi prin unghiul de rotaţie φ al platformei. Poziţia vibratoarelor mecanice se determină prin unghiurile de rotaţie proprii φ_i ale vibratoarelor.

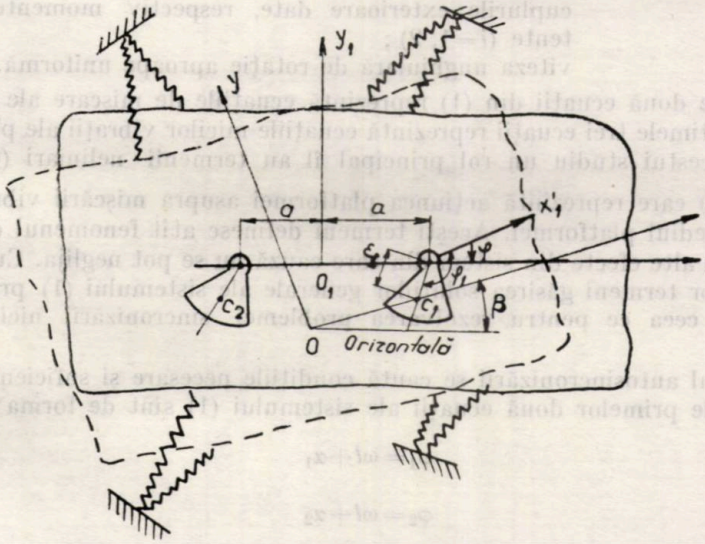


Fig. 1.

Cu ajutorul ecuațiilor lui Lagrange [1] se obțin ecuațiile diferențiale de mișcare :

$$I_1\ddot{\varphi}_1+C_1(\dot{\varphi}_1-\omega)=-m_1\varepsilon_1[\ddot{x}\sin\varphi_1+\ddot{y}\cos\varphi_1-\ddot{\varphi}a\cos\varphi_1+g\cos(\varphi_1-\beta)]+$$
$$+L_1(\dot{\varphi},\dot{\varphi}_1,\varphi,\varphi_1)-R_1(\dot{\varphi}_1,\ddot{\varphi}_1,\ddot{x},\ddot{y},\ddot{\varphi})$$

$$I_2\ddot{\varphi}_2+C_2(\dot{\varphi}_2-\omega)=-m_2\varepsilon_2[\ddot{x}\sin\varphi_2+\ddot{y}\cos\varphi_2-\ddot{\varphi}a\cos\varphi_2+g\cos(\varphi_2-\beta)]+$$
$$+L_2(\dot{\varphi},\dot{\varphi}_2,\varphi,\varphi_2)-R_2(\dot{\varphi}_2,\ddot{\varphi}_2,\ddot{x},\ddot{y},\ddot{\varphi})$$

$$M\ddot{x}+C_x\dot{x}+K_xx+k_{x\varphi}\cdot\varphi=\sum_{i=1}^{2}m_i\varepsilon_i(\ddot{\varphi}_i\sin\varphi_i+\dot{\varphi}_1^2\cos\varphi_i) \tag{1}$$

$$M\ddot{y}+C_y\dot{y}+K_yy+k_{y\varphi}\cdot\varphi=\sum_{i=1}^{2}m_i\varepsilon_i(\ddot{\varphi}_i\cos\varphi_i-\dot{\varphi}_1^2\sin\varphi_i)$$

$$I\ddot{\varphi}+C\dot{\varphi}+k_\varphi\cdot\varphi+K_{x\varphi}x+k_{y\varphi}\cdot y=\sum_{i=1}^{2}m_i\varepsilon_i a(\dot{\varphi}_1^2\sin\ddot{\varphi}_i-\ddot{\varphi}\cos\varphi_i).$$

În ecuațiile (1) s-au folosit următoarele notații :

M	– masa platformei ;
I	– momentul de inerție a platformei față de o axă ce trece prin centrul de greutate, perpendiculară pe planul Oxy ;
m_i, I_i	– masa respectiv momentul de inerție al vibratorului i ($i=1, 2$) față de axa proprie de rotație ;
ε_i	– excentricitatea vibratorului ;
β	– ughiul între axa Ox și orizontală ;
k_x, k_y, k, $k_{x\varphi}$, $k_{y\varphi}$	– constantele elastice a sistemului corespunzător coordonatelor ;
C_x, C_y, C_φ	– coeficienții de amortizare vîscoasă a platformei ;
C_1, C_2	– coeficienții de amortizare vîscoasă a vibratoarelor ;
L_i și M_i	– cuplurile exterioare date, respectiv momentele rezistente ($i=1, 2$) ;
ω	– viteza unghiulară de rotație aproape uniformă.

Primele două ecuații din (1) reprezintă ecuațiile de mișcare ale vibratoarelor, iar ultimele trei ecuații reprezintă ecuațiile micilor vibrații ale platformei. În cazul acestui studiu un rol principal îl au termenii neliniari (exemplu : $m_i\varepsilon_i\ddot{x}\sin\varphi_i$) care reprezintă acțiunea platformei asupra mișcării vibratoarelor prin intermediul platformei. Acești termeni definesc atît fenomenul de sincronizare cît și alte efecte din sistem din care cauză nu se pot neglija. Cu considerarea acestor termeni găsirea soluțiilor generale ale sistemului (1) practic este imposibilă, ceea ce pentru rezolvarea problemei sincronizării nici nu este necesar.

În cazul autosincronizării se caută condițiile necesare și suficiente pentru care soluțiile primelor două ecuații ale sistemului (1) sînt de forma :

$$\varphi_1=\omega t+\alpha_1$$
$$\varphi_2=\omega t+\alpha_2 \tag{2}$$

unde α_1, α_2 – reprezintă fazele inițiale ale mișcării vibratoarelor.

Dacă se presupune că vibratoarele se rotesc aproape uniform, iar legăturile existente între vibratoare sînt slabe, se poate introduce parametrul mic μ conform [3], astfel încît să aibe loc relaţiile :

$$\mu\Phi_i(\varphi_1, \varphi_2, \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\varphi}, \varphi) = m_i\varepsilon_i[\ddot{x}\sin\varphi_i + \ddot{y}\cos\varphi_i - \ddot{\varphi}a\cos\varphi_i + g\cos(\varphi_i - \beta)] + L_s(\varphi_i) - R_s(\varphi_i), \quad (i=1, 2). \tag{3}$$

Astfel din punct de vedere matematic (2) reprezintă soluţiile sistemului degenerat ($\mu=0$). Se pune întrebarea, dacă aceste soluţii sincrone (2) se pot privi ca şi soluţiile în aproximaţiile de ordinul întîi ale sistemului de bază (1) ($\mu\neq 0$). Condiţiile pentru care soluţiile sistemului degenerat ($\mu=0$) vor fi şi soluţiile sistemului de bază, definesc în acelaşi timp şi condiţiile de existenţă şi de stabilitate ale legilor mişcării sincrone (2), pentru cele două vibratoare. În lucrarea [3] în cazul mult mai general se arată că soluţiile sincrone (2) vor fi soluţiile sistemului real (1) numai pentru anumite valori ale fazelor iniţiale α_i ($i=1, 2$), faze care matematic se pot determina cu ajutorul funcţiei lui Lagrange.

Fazele iniţiale α_i pentru problema formulată se vor determina din sistemul :

$$\frac{\partial L^{(I)}}{\partial\alpha_1} = 0, \quad \frac{\partial L^{(I)}}{\partial\alpha_2} = 0 \tag{4}$$

unde

$$L^{(I)} = \frac{\omega}{2\pi}\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} (L)_0\, dt = \frac{\omega}{2\pi}\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} (E_c - E_p)_0\, dt \tag{5}$$

$L^{(I)}$ reprezentînd valoarea medie a funcţiei lui Lagrange într-o perioadă. Prin indice „0" se înţelege că L se calculează pentru soluţiile (2) şi pentru soluţiile ultimelor trei ecuaţii din (1) scrise cu considerarea soluţiilor (2). Soluţiile ultimelor trei ecuaţii din (1) pentru cazul soluţiilor (2) se află din sistemul :

$$\begin{aligned}
M\ddot{x} + k_x x + k_{x\varphi}\cdot\varphi &= \sum_{i=1}^{2} m_i\varepsilon_i\omega^2\cos(\omega t+\alpha_i)\\
M\ddot{y} + k_y y + k_{y\varphi}\cdot\varphi &= \sum_{i=1}^{2} m_i\varepsilon_i\omega^2\sin(\omega t+\alpha_i)\\
I\cdot\ddot{\varphi} + k_\varphi\varphi + k_{x\varphi}\cdot x + k_{y\varphi}\cdot y &= \sum_{i=1}^{2} m_i\varepsilon_i a\omega^2\sin(\omega t+\alpha_i)
\end{aligned} \tag{6}$$

care este un sistem de ecuaţii diferenţiale liniare cu coeficienţi constanţi şi neomogene.

Pentru valorile reale α_1 şi α_2 determinate din (4) soluţiile de forma (2) vor fi soluţii sincrone şi pentru sistemul de bază (1).

În general nu toate soluţiile α_i ale sistemului (4) corespund unor mişcări sincrone stabile. Pentru ca soluţiile sistemului (4) să corespundă unor mişcări sincrone stabile este necesar ca rădăcinile ecuaţiei caracteristice a sistemului (4) :

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial^2 L^{(I)}}{\partial\alpha_1^2} - r & \frac{\partial^2 L^{(I)}}{\partial\alpha_1\partial\alpha_2} \\ \frac{\partial 2_L{}^{(I)}}{\partial\alpha_2\partial\alpha_1} & \frac{2_L{}^{(I)}}{\partial\alpha_2^2} - r \end{vmatrix} = 0 \tag{7}$$

să aibă partea reală negativă.

Revenind la ecuațiile (4) se observă că acestea reprezintă pentru o perioadă ecuațiile de echilibru ale momentelor tuturor forțelor care acționează asupra vibratoarelor în mișcare de sincronism după legea (2). Prin urmare, rațonamentele anterioare demonstrează că rezolvarea problemei autosincronizării se reduce la calculul momentelor de vibrații $M_i = \frac{\partial I^{(1)}}{\partial \alpha_i}$ care reprezintă reacțiunea platformei asupra mișcării vibratoarelor și se determină pe calea medierii termenilor de timpul $m_i \varepsilon_i x \sin \varphi_i$ din ecuațiile de mișcare ale vibratoarelor.

Concluzie.

Rezolvarea problemelor sincronizării vibratoarelor mecanice se realizează cu ajutorul unui sistem de ecuații de forma (4), din care se determină constantele α_i. Aceste ecuații numite ecuații de bază, reprezintă ecuațiile de mișcare ale vibratoarelor într-un regim staționar sub acțiunea unor momente suplimentare numite momente de vibrații. După determinarea legilor mișcării sincrone (2), din ultimele trei ecuații (1) se pot determina și legile mișcării platformei. Stabilitatea acestor mișcări sincrone se verifică prin ecuația (7).

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Silaș, Mecanică. Vibrații mecanice, Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
2. O. Crivacucea, A. Kovacs, Formularea matematică a problemei sincronizării vibratoarelor mecanice. Sesiunea de comunicări științifice. I. S. Reșița, 1977.
3. I. I. Blehman, Sinhronizațiea dinamiceskih sistem, „Nauka", Moskva, 1971.

ON THE STUDY OF SELFSYNCHRONIZATION OF TWO MECHANICAL VIBRATORS IN PLANE MOTION

(SUMMARY)

In the work the problem of selfsynchronization of two mechanical vibrators, mounted on a platform and performing a plane movement, is studied.

For this particular case the differential equation system of movement has been deduced, from which then the laws of synchonous motion of the vibrators, as well as that of the platform can be determined, stablishing at the same time the conditions of stability.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

ASPECTE ALE MIŞCĂRII ORTOCENTRALE

DE

VARGA ŞTEFAN

1. Introducere.

Legile de compunere a vitezelor şi a acceleraţiilor în prezenţa transportului ortocentral [1], conduc la aspecte specifice ale mişcării ortocentrale. În lucrarea de faţă s-a propus studiul aspectului legat de modelarea cazului general al mişcării Newton-Kepler [2]. În formalismul mecanicii clasice [3], [4], acest studiu este exclus, întrucît condiţiile iniţiale limitează această teorie la modele de mişcare mono sau bidimensionale. În modelul mişcării ortocentrale aceste limite dispar.

2. Reperarea mişcării ortocentrale.

Legea de compunere a vitezelor :

$$\bar{v}_T = \frac{d_U \bar{r}}{dt} + \bar{\Omega}\bar{r} \tag{1}$$

şi a acceleraţiilor din modelul ortocentral :

$$\bar{a}_T = \frac{d_U^2 \bar{r}}{dt^2} + \frac{d_U \bar{\Omega}}{dt} \bar{r} + \bar{\Omega}(\bar{\Omega}\bar{r}) + 2\bar{\Omega}\frac{d_U \bar{r}}{dt} \tag{2}$$

respectă formal legile similare de compunere din modelul bidimensional [1]. În baza acestei analogii formale, planul definit de componentele vitezei tridimensionale va fi numit în continuare planul mişcării. Folosind condiţiile de ortogonalitate :

$$\bar{\Omega}\cdot\bar{r}=0\,; \quad \bar{\Omega}\cdot(\bar{\Omega}\bar{r})=0 \tag{3}$$

şi proprietatea operatorului $\frac{d_U \cdot\cdot}{dt}$ de a lăsa invariant versorul vectorului asupra căruia acţionează [1], din (1) şi apoi din (2) se deduc relaţiile :

$$\bar{\Omega}\cdot\bar{v}_T=0\,; \quad \bar{\Omega}\cdot\bar{a}_T=0 \tag{4}$$

Prima relaţie din (4) evidenţiază că viteza unghiulară ortocentrală indică direcţia normalei la planul mişcării. După a doua relaţie din (4) planul mişcării conţine acceleraţia tridimensională a particulei generice din model, iar după prima relaţie din (3) şi vectorul de poziţie a acesteia. În planul mişcării, modelul ortocentral satisface deci condiţiile impuse de modelul mecanicii newtoniene.

Pentru studiul mișcării ortocentrale trebuie analizată atît mișcarea descrisă în planul mișcării cît și a acestui plan însăși. În acest scop se introduce reperul ortonormat drept $0\xi_i$ (fig. 1) avînd versorii $\bar{n}_i$ $(i=1, 2, 3)$ ai axelor definiți prin :

$$\bar{n}_1=\bar{\imath}_1\,; \quad \bar{n}_2=\frac{\bar{\Omega}}{\Omega}\,\bar{\imath}_1\,; \quad \bar{n}_3=\frac{\bar{\Omega}}{\Omega}\cdot \tag{5}$$

În acest reper, viteza tridimensională primește forma :

$$\bar{v}_T=\dot{r}\,\bar{n}_1+\Omega r\,\bar{n}_2 \tag{6}$$

iar accelerația tridimensională, forma :

$$\bar{a}_T=(\ddot{r}-\Omega^2 r)\,\bar{n}_1+(\dot{\Omega}r+2\Omega\dot{r})\,\bar{n}_2 \tag{7}$$

Condițiile (5) scufundă deci planul $O\xi_1\xi_2$ în planul mișcării și orientează axa $O\xi_3$ în lungul vectorului $\bar{\Omega}$. Solidarizîndu-se cu model, reperul $O\xi_i$ descrie complet mișcarea acestuia în reperul O_{zi} $(i=1, 2, 3)$ legat de spațiul fix.

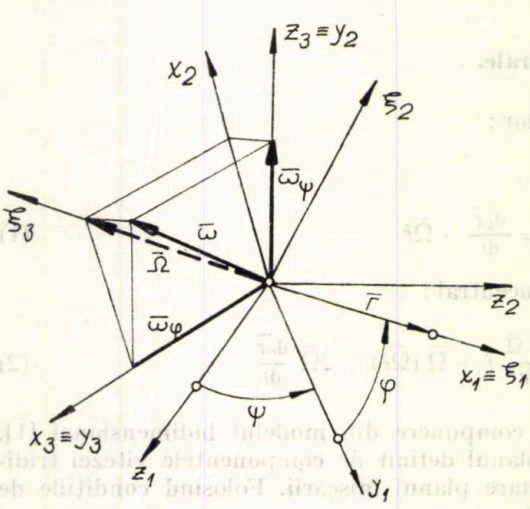


Fig. 1.

Se menționează că în baza primei definiții din (5), versorul $\bar{n}_1$ satisface formula modificată a lui Poisson dedusă în [1] :

$$\frac{\mathrm{d}\bar{n}_1}{\mathrm{d}t}=\bar{\Omega}\times\bar{n}_1 \tag{8}$$

care, tot după (5) mai poate fi scrisă și în forma :

$$\frac{1}{\Omega}\,\frac{\mathrm{d}\bar{n}_1}{\mathrm{d}t}=\bar{n}_2 \tag{9}$$

Notînd în continuare :

$$\Omega\cdot\mathrm{d}t=\mathrm{d}\theta \tag{10}$$

relația (9) devine :

$$\frac{\mathrm{d}\bar{n}_1}{\mathrm{d}\theta}=\bar{n}_2 \tag{11}$$

Din ultimele două relații (5) și (11) se deduce în fine :

$$\bar{\Omega}=\Omega\left(\bar{n}_1\times\frac{\mathrm{d}\bar{n}_1}{\mathrm{d}\theta}\right) \tag{12}$$

punînd în evidență, că viteza de transport ortocentral :

$$\bar{v}_\theta=\bar{\Omega}\times\bar{r}=\Omega r\,\frac{\mathrm{d}\bar{n}_1}{\mathrm{d}\theta} \tag{13}$$

exprimă viteza unei rotații datorită unghiului θ înscris în planul mișcării Precesia acestui plan este descrisă apoi de ultima relație din (5).

3. Studiul orbitelor în planul mișcării.

Deoarece, în planul mișcării, modelul ortocentral respectă condițiile mecanicii newtoniene, forța conservativă [5] :

$$\bar{F}_T = -F\bar{n}_1 \tag{14}$$

trebuie să echilibreze forța inerțială :

$$\bar{F}_T = -m\bar{a}_T \tag{15}$$

cu observația, că forțele definite aici corespund în spațiul fix Oz_i unor cîmpuri vectoriale tridimensionale.

Condiția echilibrului dinamic a lui D'Alembert, exprimată în baza lui (7) pentru planul mișcării, are forma :

$$\left(\frac{1}{m}F + \ddot{r} - \Omega^2 r\right)\bar{n}_1 + (\dot{\Omega}r + 2\Omega\dot{r})\,\bar{n}_2 = 0 \tag{16}$$

Versorii fiind nenuli, din condiția (16) rezultă sistemul scalar :

$$\begin{aligned} \ddot{r} - \Omega^2 r &= -F\frac{1}{m} \\ \dot{\Omega}r + 2\Omega\dot{r} &= 0 \end{aligned} \tag{17}$$

reprezentînd ecuațiile diferențiale ale mișcării ortocentrale din planul mișcării. Separarea variabilelor în a doua ecuație, duce la o egalitate între funcții :

$$\frac{\dot{\Omega}}{\Omega} = -2\frac{\dot{r}}{r}\cdot \tag{18}$$

Dacă funcțiile egalității se consideră independente, condiția (18) obligă reducerea lor la aceeași constantă ν. Atunci se obțin două ecuații :

$$\dot{\Omega} - \nu\Omega = 0\,; \quad \dot{r} + \frac{1}{2}\nu r = 0 \tag{19}$$

ale căror integrale :

$$\Omega = \Omega_0 e^{\nu t}\,; \quad r = r_0 e^{-\frac{1}{2}\nu t} \tag{20}$$

pus în evidență soluții monoton nestabile. Din cauza timpului newtonian ele evoluează totuși dependent. Dependența rezultă și din faptul, că soluțiile (20) verifică integrala ariilor :

$$\Omega r^2 = \Omega_0 r_0^2 \tag{21}$$

Se observă, că (21) verifică a doua ecuație din (17). În baza notației (10) rezultă, că integrala ariilor devine soluție pentru întregul sistem (17) numai dacă este satisfăcută condiția :

$$\frac{d^2\left(\frac{1}{r}\right)}{d\theta^2} + \frac{1}{r} = \frac{1}{p} \tag{22}$$

MŰSZAKI EGYETEM BUDAPESTI

unde s-a introdus notația :

$$p = \frac{m\Omega_0^2 r_0^4}{F \cdot r^2} \cdot \tag{23}$$

Condiția (22) reprezintă ecuația Binet a orbitelor din planul mișcării.

Dacă forța conservativă este invers proporțională cu patratul distanței :

$$F = \frac{K}{r^2}; \qquad K = \frac{m\Omega_0^2 r_0^4}{p} \tag{24}$$

așa cum impune modelul ortocentral [5], ecuația (22) devine o ecuație diferențială de ordinul doi cu coeficienți constanți. Integrala ei :

$$r = \frac{p}{1 + e \cos(\theta - \theta_0)} \tag{25}$$

în care e și θ_0 sînt constante de integrare, reprezintă în planul mișcării o conică de excentricitate e și parametru p, polul mișcării ($r=0$) fiind în focar. Natura conicii este determinată de valoarea excentricității. Pentru $e=0$ orbita este circulară, pentru $0<e<1$ orbita este eliptică, pentru $e=1$ orbita este parabolică, iar pentru $e>1$ orbita este hiperbolică.

Constantele de integrare rezultă din proprietățile absidale ale orbitei. Pentru a le deduce, se exprimă întîi după (25) și (21) componentele vitezei (6) în forma :

$$v_U = \dot{r} = \frac{e\Omega_0 r_0^2}{p} \sin(\theta - \theta_0)$$

$$v_0 = \Omega r = \frac{\Omega_0 r_0^2}{p} [1 + e \cos(\theta - \theta_0)] \tag{26}$$

Modulul vitezei ortocentrale devine atunci :

$$v_T = \frac{\Omega_0 r_0^2}{p} [1 + e^2 + 2e \cos(\theta - \theta_0)]^{\frac{1}{2}} \tag{27}$$

Absidele orbitei sînt pe direcțiile :

$$\theta_A = \theta_0 + n\pi \qquad (n = 0, 1, 2, \ldots) \tag{28}$$

În abside după (25) – (27) au loc relațiile :

$$r_A = \frac{p}{1 + (-1)^n e}; \qquad v_{UA} = 0; \qquad v_{TA} = v_{\theta A} = \frac{\Omega_0 r_0^2}{r_A} \cdot \tag{29}$$

Ultima relație din (29) este integrala ariilor aplicată în punctele absidale. Prima relație pune în evidență distanțele absidale, care după a doua relație sînt chiar razele extreme ale orbitei. Lungimile acestor raze se deosebesc după paritatea lui n astfel :

$$r_A^{min} = \frac{p}{1+e}; \qquad (n = 0, 2, 4, \ldots)$$

$$r_A^{max} = \frac{p}{1-e}; \qquad (n = 1, 3, 5, \ldots) \tag{30}$$

Valorile lui p şi e ce satisfac simultan aceste relaţii sînt soluţii ale sistemului (30) :

$$p=2\frac{r_A^{max}\cdot r_A^{min}}{r_A^{max}+r_A^{min}}\ ;\qquad e=\frac{r_A^{max}-r_A^{min}}{r_A^{max}+r_A^{min}}\cdot \tag{31}$$

Relaţiile (28) şi (31) determină constantele de integrare θ_0 şi e în funcţie de coordonatele polare θ_A şi r_A ale absidelor. A doua relaţie din (31) pune în legătură condiţiile ce determină natura orbitei, cu distanţele absidale. Astfel, condiţia orbitei circulare va fi : $r_A^{max}=r_A^{min}=r_0$; a orbitei eliptice : $0<r_A^{min}<r_A^{max}$; a orbitei parabolice : $r_A^{min}=0$ şi a orbitei hiperbolice $r_A^{min}<0$.

În planul mişcării orbitele sînt deci curbe plane, ca în teoria newtoniană. Modelul ortocentral explică totuşi aspecte neprevăzute în cazul bidimensional. Unul din acestea este explicarea cinematică a oscilaţiilor pulsaţiei, evidenţiată de (21) în condiţia (25) şi a orbitelor eliptice. Această explicaţie este conţinută chiar în definiţia pulsaţiei ortocentrale printr-o funcţie eliptică [1] :

$$\Omega=(\omega_\varphi^2+\omega_\psi^2\cos^2\varphi)^{\frac{1}{2}} \tag{32}$$

Alte aspecte sînt redate mai jos.

4. Precesia planului mişcării în spaţiul fix.

Mişcarea de precesie a planului mişcării, descrisă de axa $O\zeta_3$ a reperului $O\zeta_t$ în spaţiul fix Oz_i $(i=1, 2, 3)$, este evidenţiată conform cu (5) prin versorul $\bar{n}_3$ al vectorului $\overline{\Omega}$. Pentru reprezentarea acestei mişcări pot fi utilizate chiar componentele lui $\overline{\Omega}$ pe axele reperului Oz_i. Conform cu [1] aceste componente sînt :

$$\begin{aligned}\Omega_1&=\omega_\varphi\left(\sin\frac{\varphi}{x}-\frac{1}{2x}\sin 2\varphi\cos\frac{\varphi}{x}\right)\\ \Omega_2&=-\omega_\varphi\left(\cos\frac{\varphi}{x}+\frac{1}{2x}\sin 2\varphi\sin\frac{\varphi}{x}\right)\\ \Omega_3&=\omega_\varphi\left(\frac{1}{2x}+\frac{1}{2x}\cos 2\varphi\right)\end{aligned} \tag{33}$$

unde s-a notat :

$$x=\frac{\omega_\varphi}{\omega_\psi}=\frac{\varphi}{\psi} \tag{34}$$

admiţînd îndeplinită condiţia la limită :

$$\varphi=0\ ;\quad \psi=0 \tag{35}$$

În baza reprezentării fazoriale a vectorilor, sistemul scalar (33) descrie în spaţiul real Oz_i identic aceeaşi mişcare ca cea descrisă de hiperfazorul :

$$\underline{\underline{\Omega}}=\Omega_1+i\Omega_2+j\Omega_3\qquad (i=\sqrt{-1}\ ;\ j=\sqrt{-1}) \tag{36}$$

definit în spaţiul hipercomplex $(z_1\ ;\ iz_2\ ;\ jz_3)$ obţinut din spaţiul real prin ataşare la axe a trei unităţi : a unităţii reale la axa z_1, a unităţii imaginare i

la axa z_2 și a unității imaginare j la axa z_3. Hiperfazorul $\underline{\underline{\Omega}}$ are două componente fazoriale :

$$\underline{\underline{\Omega}} = \underline{\Omega}_{12} + \underline{\Omega}_3 \tag{37}$$

în care fazorul :

$$\underline{\Omega}_{12} = \Omega_1 + i\Omega_2 \tag{38}$$

este componenta pe planul complex (z_1 ; iz_2), iar fazorul :

$$\underline{\Omega}_3 = j\Omega_3 \tag{39}$$

este componenta pe axa imaginară (jz_3).

Componenta $\underline{\Omega}_{12}$ evidențiază după (33) fazorul rotitor :

$$\underline{\Omega}_{12} = -\left(\frac{\omega_\varphi}{2x} \sin 2\varphi + i\omega_\varphi\right) e^{i\frac{\varphi}{x}} \tag{40}$$

modulat în amplitudine complexă, iar componenta $\underline{\Omega}_3$ evidențiază un fazor pulsator :

$$\underline{\Omega}_3 = j\left(\frac{\omega_\varphi}{2x} + \frac{\omega_\varphi}{2x} \cos 2\varphi\right) \tag{41}$$

Bătăile amplitudinii complexe :

$$\underline{A}_{12} = -\left(\frac{\omega_\varphi}{2x} \sin 2\varphi + i\omega_\varphi\right) \tag{42}$$

a fazorului $\underline{\Omega}_{12}$ evoluează în rezonanță cu fazorul $\underline{\Omega}_3$ care păstrează însă permanent un avans de fază de $\frac{\pi}{2}$.

În timpul rotirii lui $\underline{\Omega}_{12}$ cu unghiul :

$$\beta = \frac{\varphi}{x} \tag{43}$$

fazorii $\underline{\Omega}_3$ și $\underline{A}_{12}$ cresc în fază cu :

$$\gamma = 2\varphi = 2x\beta \tag{44}$$

deci trec prin :

$$N = \frac{\gamma}{2\pi} = x\frac{\beta}{\pi} = \frac{\varphi}{\pi} \tag{45}$$

cicluri. La o rotație completă corespunde $\beta = 2\pi$ și atunci numărul ciclurilor pe rotație va fi :

$$f = \frac{N}{2\pi} = 2x \tag{46}$$

Acest număr este întreg numai pentru valori x multiplii întregi de jumătăți :

$$x = \frac{1}{2} f \qquad (f = 1, 2, 3, \ldots) \tag{47}$$

Modulul hiperfazorului $\underline{\underline{\Omega}}$:

$$|\underline{\underline{\Omega}}| = (\underline{\Omega}_{12} \cdot \underline{\Omega}_{12}^{*} + \underline{\Omega}_{3} \cdot \underline{\Omega}_{3}^{*})^{\frac{1}{2}} = \omega_{\varphi} \left| \frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2} \cos 2\varphi \right|^{\frac{1}{2}} = \Omega \tag{48}$$

pulsează în fază cu componentele fazoriale ale sale. Direcţia lui $\underline{\underline{\Omega}}$ este determinată după (36) de compunerea fazorială a componentelor aşa cum s-a redat în fig. 2. Se vede, că extremitatea hiperfazorului $\underline{\underline{\Omega}}$ descrie în timpul mişcării o spirală elicoidală înfăşurată în jurul axei circulare de rază :

$$|\langle \underline{A}_{12} \rangle| = \lim_{\varphi \to \infty} \left| \frac{1}{\varphi} \int_0^{\varphi} \underline{A}_{12} \mathrm{d}\varphi \right| = \omega_{\varphi} \tag{49}$$

avînd centrul pe axa jz_3 în punctul de ordonată :

$$jz_3 = j \frac{\omega_{\varphi}}{2x} \tag{50}$$

egală cu raza spiralei însăşi. În timp ce extremitatea lui $\underline{\underline{\Omega}}$ descrie această curbă, suportul lui riglează o suprafaţă în formă de scoică cu f petale.

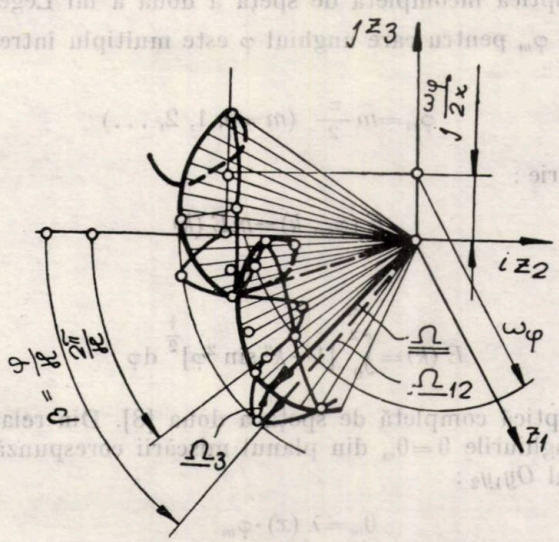


Fig. 2.

În spaţiul real, suprafaţa scoică reprezintă locul geometric riglat de vectorul $\underline{\underline{\Omega}}$ şi conţine implicit normala dusă la planul mişcării.

5. Avansul absidelor.

În mişcările planetare avansul absidelor este un fenomen cunoscut, dar a fost explicat relativ recent [6], [7]. Raportînd mişcarea conform (fig. 1) la reperul Oy_i ($i=1, 2, 3$) modelul ortocentral prevede acest efect. Trebuie remarcat, că faţă de reperul Oy_i transportul φ este intern iar transportul ψ extern.

Pentru evidențierea avansului absidelor în modelul ortocentral, se introduce notația :

$$k=\left[\frac{1}{1+x^2}\right]^{\frac{1}{2}}. \tag{51}$$

În baza ei și a relației (32), din (10) se deduce :

$$\mathrm{d}\theta=\frac{1}{xk}\left[1-k^2\sin^2\varphi\right]^{\frac{1}{2}}\mathrm{d}\varphi. \tag{52}$$

Integrala acestei funcții cu condiții la limită : $\theta=0$, $\varphi=0$ are forma (presupunînd x constant) :

$$\theta=\frac{E(\varphi,\,k)}{xk} \tag{53}$$

unde :

$$E(\varphi,\,k)=\int_0^{\varphi}\left[1-k^2\sin^2\varphi\right]^{\frac{1}{2}}\mathrm{d}\varphi \tag{54}$$

este integrala eliptică incompletă de speța a doua a lui Legendre.

Pe direcțiile φ_m pentru care unghiul φ este multiplu întreg de $\frac{\pi}{2}$:

$$\varphi_m=m\frac{\pi}{2}\quad(m=0,\,1,\,2,\,\ldots) \tag{55}$$

relația (54) se scrie :

$$E(\varphi_m,\,k)=mE(k) \tag{56}$$

unde :

$$E(k)=\int_0^{\frac{\pi}{2}}\left[1-k^2\sin^2\varphi\right]^{\frac{1}{2}}\mathrm{d}\varphi \tag{57}$$

este integrala eliptică completă de speța a doua [8]. Din relațiile (53), (55) și (56) se deduc unghiurile $\theta=\theta_m$ din planul mișcării corespunzătoare direcțiilor $\varphi=\varphi_m$ din planul Oy_1y_2 :

$$\theta_m=\lambda(x)\cdot\varphi_m \tag{58}$$

unde :

$$\lambda(x)=\frac{2E(k)}{\pi xk} \tag{59}$$

este un factor adimensional, funcție impară de x, continuă pentru $x\in(-\infty,\,0)$ și $x\in(0,\,\infty)$. Comportarea funcției $\lambda(x)$ în punctele de discontinuitate este :

$$\begin{aligned}&\lim_{x\to 0_+}\lambda(x)=+\infty\;; &&\lim_{x\to 0_-}\lambda(x)=-\infty\\ &\lim_{x\to+\infty}\lambda(x)=1\;; &&\lim_{x\to-\infty}\lambda(x)=-1\end{aligned} \tag{60}$$

În intervalele de continuitate variația funcției $\lambda(x)$ este ca în figura 3. Cîteva valori calculate ale lui $\lambda(x)$ din intervalul $x \in (0, \infty)$ sînt redate mai jos :

x	$\lambda(x)$	x	$\lambda(x)$
0		1	1,2159911
1/1 000	636,6212	2	1,0598321
1/100	63,674242	3	1,0272174
1/10	6,4883668	4	1,0154412
1/5	3,4046687	5	1,0099199
1/4	2,8056372	10	1,0049626
1/3	2,2239943	100	1,000025
1/2	1,6775298	∞	1

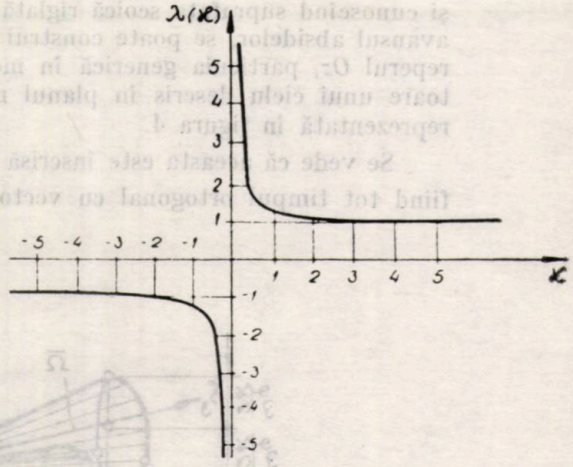


Fig. 3

Pentru valori finite ale lui x funcția $\lambda(x)$ este totdeauna $|\lambda(x)| > 1$, așa că unghiul θ_m crește mai repede ca unghiul φ_m. Acest fapt produce în planul Oy_1y_2 al modelului ortocentral avansul absidelor, ciclicitatea acestora fiind determinată de unghiul θ. Dînd acestui unghi valoarea θ_m^A corespunzătoare unei rotații complete a absidei în planul mișcării, din (28) rezultă :

$$\theta_m^A = \theta_A(n+2) - \theta_A(n) = 2\pi \tag{61}$$

Pentru această valoare a unghiului θ_m din (58) se deduce unghiul φ_m corespunzător absidelor rotite.

$$\varphi_m^A = \frac{2\pi}{\lambda(x)} \cdot \tag{62}$$

În planul Oy_1y_2 o rotație completă corespunde după (55) la $m=4$ deci la $\varphi_4 = 2\pi$. Atunci unghiul :

$$\alpha = \varphi_4 - \varphi_m^A = 2\pi - \varphi_m^A \tag{63}$$

dă avansul pe rotație a absidei. După (62), relația (63) primește forma :

$$\alpha = 2\pi\left[1 - \frac{1}{\lambda(x)}\right] \tag{64}$$

arătînd, că în modelul ortocentral avansul absidelor depinde numai de raportul x dintre pulsațiile de transport. În cazul transportului de rotație extern lent, $\omega_\psi \ll \omega_\varphi$ și α este foarte mic, anulîndu-se pentru $\omega_\psi = 0$.

Astfel, formula (64) rezolvă o problemă fundamentală arătînd că, cauza avansului absidelor trebuie căutată în existența rotațiilor spațiale. Teoria newtoniană a gravitației, asimilînd mișcarea planetelor cu un model bidimensional nu a putut evident să prezică acest efect.

6. **Construcţia traiectoriei ortocentrale.**

Presupunînd îndeplinite condiţiile orbitelor eliptice din planul mişcării şi cunoscînd suprafaţa scoică riglată de vectorul $\overline{\Omega}$ cît şi legea ce guvernează avansul absidelor, se poate construi traiectoria în spaţiu pe care o descrie în reperul Oz_1 particula generică în modelul ortocentral. Porţiunea corespunzătoare unui ciclu descris în planul mişcării a unei asemenea traiectorii este reprezentată în figura 4.

Se vede că aceasta este înscrisă în suprafaţa riglată de vectorul $\bar{r}$, acesta fiind tot timpul ortogonal cu vectorul $\overline{\Omega}$.

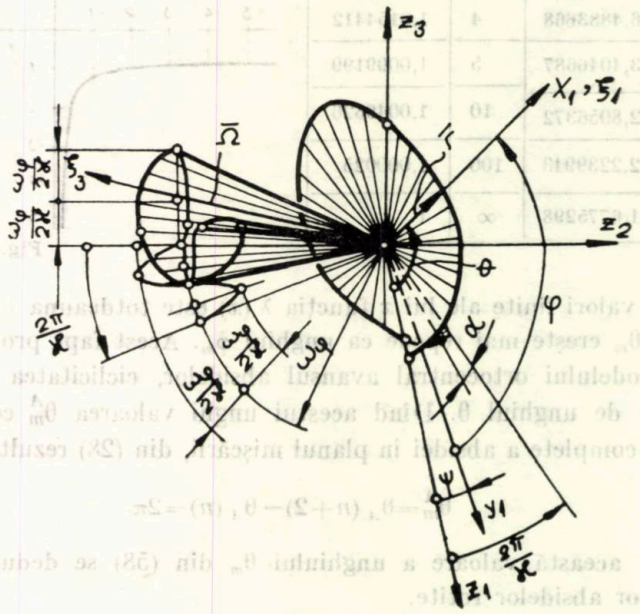


Fig. 4.

Pe durata unui ciclu planul mişcării se roteşte cu unghiul $\frac{2\pi}{x}$, mic dacă x este mare. Din această cauză traiectoria nu se închide. Pe durata ciclului, elipsele ortocentrale avansează în sensul de creştere a unghiului de transport extern ψ, dar în acelaşi timp avansează şi absidele cu unghiul α în sensul de creştere a unghiului de transport intern φ (sau în sens opus după semnul lui x).

Evident că unei rotaţii complete în transportul extern ($\psi=2\pi$) orbitelor plane din planul mişcării îi corespund orbitali în spaţiul fix. Orbitelor circulare vor corespunde orbitali sferoidali, celor eliptice orbitali elipsoidali, celor parabolice orbitali paraboidali iar celor hiperbolice, orbitali hiperboloidali.

BIBLIOGRAFIE

1. Varga, Şt. Cinematica modelului ortocentral. Sesiunea de comunicări a I.P.T.V,T. oct. 1979.
2. Spolski, R. V., Fizica atomică, vol. I, vol. II, E.T, Bucureşti, 1953.
3. Dragoş L., Principiile mecanicii analitice, E.T. Bucureşti, 1976.
4. Halliday, D., Resnick R., Fizică, vol. I, E.D.P. Bucureşti, 1975.

5. Varga Șt., Modelul mișcării ortocentrale. Sesiunea de comunicări a I.P.T.V.T. oct. 1979.
6. Vranceanu, Gh., Mihăileanu N., Introducere în teoria relativității, E.T., București, 1978.
7. Onicescu, O., Mecanica invariantivă și cosmologia. E.A. R.S.R., București, 1974.
8. Bădescu, R., Maican, C., Integrale utilizate în mecanică, fizică, tehnică și calculul lor. E.T., București. 1968.

EIGENSCHAFTEN DER ORTOZENTRALEN BEWEGUNG

ZUSAMMENFASSUNG

Das Studium ist eine Auseinandersetzung, auf Grund der kynematischen Gesetze, des Modells der ortozentralen Bewegung. Mit Hilfe der Geschwindigkeits – und Beschleunigungskomponenten werden die ortogonalen Achsen eines, mit dem mobilen Plan der Bewegung verbundenen Beziehungssystem, bestimmt. Die Kraft die durch die dreidimensionelle Beschleunigung des ortozentrallen Modells hervorgerufen wird, führt zu einem Newton'schen Bewegungsgesetzt im Bewegungsplan. Dieser Bewegungsplan ist aber nicht fix, sondern er befindet sich in einer Precesions-Raumbewegung die senkrecht zu der Ortozentralwinkelgeschwindlichkeit ist.

Im Bewegungsplan sind die Newton-Keppler Bewegungsgesetze wieder zu finden, doch im fixen Raum werden die Umlaufbahnen dreidimensionelle Kurven. Weiterhin wird gezeigt dass das ortozentrale Bewegungsmodell die Bewegung der Absiden sichtbar macht.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

APLICAŢII ALE MODELULUI ORTOCENTRAL

DE
VARGA ŞTEFAN

1. Introducere.

Lucrarea prezintă unele aplicaţii ale modelului ortocentral [1] legate de problema forţei. Este dedusă întîi expresia forţei ortocentrale, considerată ca fibra unui cîmp. În baza ei este construit apoi modelul ortocentral al cîmpului gravific terestru. În finele lucrării s-au prezentat consideraţii privind generarea ortocentrală a cîmpilor gravidinamici dirijaţi.

2. Forţa ortocentrală.

În baza ideii pe care s-a construit modelul mişcării ortocentrale [1], problema generării cîmpului de forţe trebuie căutată în consecinţa mişcării. Conform cu [2], mişcarea se defineşte în planul mişcării prin ecuaţia lui Binet :

$$\frac{d^2\left(\frac{1}{r}\right)}{d\theta^2}+\frac{1}{r}=\frac{1}{p}. \tag{1}$$

Soluţiile acesteia sînt orbite, ce satisfac integrala ariilor

$$\Omega r^2=\Omega_0 r_0^2 \tag{2}$$

şi a căror formă este determinată de parametrul p definit prin modulul forţei :

$$p=\frac{m\Omega_0^2 r_0^4}{Fr^2} \tag{3}$$

sau prin distanţele absidale :

$$p=2\frac{r_A^{max}\cdot r_A^{min}}{r_A^{max}+r_A^{min}}. \tag{4}$$

Urmărind determinarea forţelor din cîmpii gravifici şi avînd în vedere, că ele sînt asociate configuraţiilor radial stabile [1] se consideră în continuare modelul ortocentral rigid. În acest caz soluţiile lui (1) trebuie să verifice condiţia orbitelor circulare [2] :

$$r=r_{max}=r_{min}=r_0. \tag{5}$$

În acest caz, din (4) se deduce :

$$p=r_0 \tag{6}$$

iar din (2) :

$$\Omega=\Omega_0 \tag{7}$$

Forța invers proporțională cu patratul distanței, explicitată din (3)

$$F=\frac{K}{r^2}\ ;\qquad K=\frac{m\Omega_0^2 r_0^4}{p} \tag{8}$$

se reduce în condițiile (6) și (7) la forma :

$$F=m\Omega_0^2 r_0 \tag{9}$$

în acord cu faptul că, în modelul ortocentral forța este generată prin mișcare. Cunoscînd deocamdată numai direcția (centrală) și modulul, vectorul forță rezultă cu precizia unei aproximații de semn :

$$\bar{F}=\varepsilon F\bar{n}_1 \tag{10}$$

În reperul Oz_i ($i=1, 2, 3$) a spațiului fix (fig. 1), relația (10) exprimă forța ortocentrală pe direcția fibrei de versor n_1 a unui cîmp tridimensional. Constanta de semn este pozitivă :

$$\varepsilon=+1 \tag{11}$$

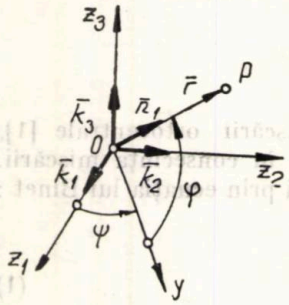


Fig. 1.

în cazul cîmpului divergent și negativă

$$\varepsilon=-1 \tag{12}$$

în cazul cîmpului convergent.

Componentele versorului $\bar{n}_1$ pe axele reperului Oz_i :

$$\begin{aligned}\bar{n}_{11}&=\cos\varphi\cos\psi\,\bar{k}_1\\ \bar{n}_{12}&=\cos\varphi\sin\psi\,\bar{k}_2\\ \bar{n}_{13}&=\sin\varphi\,\bar{k}_3\end{aligned} \tag{13}$$

satisfac condiția de simetrie sferică :

$$n_{11}^2+n_{12}^2+n_{13}^2=1 \tag{14}$$

De aceea, cîmpul forțelor ortocentrale este sferic și el, amplitudinea fiind în modelul rigid după (9) constantă.

3. **Problema gravitației.**

Modelul ortocentral al cîmpului gravific terestru presupune asimilarea terrei cu o infinitate de particule generice distribuite pe întregul geoid. Centrul geoidului se presupune focalizat în focarul mișcării. În focar trebuie să concure deci două transporturi de rotație ortogonale. Transportul extern $\overline{\omega_\psi}$ trebuie să exprime evident rotația diurnă a scoarței în jurul axei $N-S$. Transportul intern $\overline{\omega_\varphi}$ trebuie atribuit atunci rotației nucleului fluid al geoidului în jurul unei axe rotitoare din planul ecuatorial.

În cîmpul gravitațional forțele sînt atractive :

$$\bar{F}=-m\bar{g} \tag{15}$$

Cîmpul ortocentral ales pentru modelare trebuie să fie deci convergent. Forța ortocentrală de pe direcția fibrei de versor $\bar{n}_1$ în reperul Oz_i (fixat astfel să evidențieze rotația diurnă) are după (9), (12) și (10) expresia :

$$\bar{F}=-mr_0\Omega_0^2\bar{n}_1 \tag{16}$$

Intensitatea cîmpului exprimată prin accelerația gravitațională $\bar{g}$, rezultă prin identificare între (15) și (16) :

$$\bar{g}=r_0\Omega_0^2\bar{n}_1 \tag{17}$$

sau scalar :

$$g=r_0\Omega_0^2. \tag{18}$$

De aici se deduce pulsația ortocentrală :

$$\Omega_0=\sqrt{\frac{g}{r_0}}\cdot \tag{19}$$

Această relație permite o evaluare cantitativă. Constantele geofizice se cunosc, dar valorile acestora se deosebesc cu locul [3]. La poli, ele sînt :

$$g_p=9{,}83217\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}\ ;\quad r_p=6{,}35\cdot10^6\ \mathrm{m} \tag{20}$$

iar la ecuator :

$$g_e=9{,}78039\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}\ ;\quad r_e=6{,}371\cdot10^6\ \mathrm{m}. \tag{20'}$$

Cu aceste valori rezultă (păstrînd indicierea) :

$$\Omega_p=1{,}2443\cdot10^{-3}\,\frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}}\ ;\quad \Omega_e=1{,}239\cdot10^{-3}\,\frac{\mathrm{rad}}{\mathrm{s}} \tag{21}$$

echivalent în rotații pe zi cu :

$$n_p=17{,}110353\,\frac{\mathrm{rot}}{\mathrm{zi}}\ ;\quad n_e=17{,}037473\,\frac{\mathrm{rot}}{\mathrm{zi}}\cdot \tag{21'}$$

Ordinea de mărime a acestei turații este superioară turației scoarței :

$$n_\psi=1\,\frac{\mathrm{rot}}{\mathrm{zi}}\cdot \tag{22}$$

În plus, turația la poli este mai mare ca la ecuator cu :

$$\Delta n=n_p-n_e=7{,}288\cdot10^{-2}\,\frac{\mathrm{rot}}{\mathrm{zi}} \tag{23}$$

astfel, că într-un interval de timp de :

$$\Delta t=\frac{1}{\Delta n}=13{,}721185\ \text{zile} \tag{24}$$

la poli se execută o rotație întreagă în plus decît la ecuator. Rolul preponderent în această mișcare trebuie să joace evident curgerea fluidă a nucleului. Această afirmație rezultă și din expresia pulsației ortocentrale [2] :

$$\Omega_0=(\omega_\varphi^2+\omega_\psi^2\cos^2\varphi)^{1/2} \tag{25}$$

Notînd :

$$x=\frac{\omega_\varphi}{\omega_\psi}=\frac{\varphi}{\psi} \tag{26}$$

din (25) se deduce :

$$x=\left(\frac{\Omega_0^2}{\omega_\psi^2}-\cos^2\varphi\right)^{1/2} \tag{27}$$

Astfel, x pulsează în ritmul dictat de $\cos^2\varphi$ între limitele :

$$x_{max}=\frac{\Omega}{\omega_\psi}\ ;\quad x_{min}=\left(\frac{\Omega^2}{\omega_\psi^2}-1\right)^{1/2} \tag{28}$$

Punînd după (22) :

$$\omega_\psi=2\pi n_\psi=2\pi\,\frac{\text{rad}}{\text{rot}}=7{,}2722\cdot10^{-5}\,\frac{\text{rad}}{\text{s}} \tag{29}$$

din (28) rezultă pentru poli :

$$x_{pmax}=17{,}110365\ ;\qquad x_{pmin}=17{,}081117 \tag{30}$$

și pentru ecuator :

$$x_{emax}=17{,}037485\ ;\qquad x_{emin}=17{,}008112 \tag{30'}$$

Notația (26) duce în termeni de turații la relația :

$$n_\varphi=xn_\psi \tag{31}$$

După (30) (30'), (22) și (31) rezultă :

$$n^P_{\varphi\,max}=17{,}110365\,\frac{\text{rot}}{\text{zi}}\ ;\ n^P_{\varphi\,min}=17{,}08117\ \frac{\text{rot}}{\text{zi}} \tag{32}$$

pentru poli și :

$$n^e_{\varphi\,max}=17{,}037485\,\frac{\text{rot}}{\text{zi}}\ ;\quad n^e_{\varphi\,min}=17{,}008112\ \frac{\text{rot}}{\text{zi}} \tag{32'}$$

pentru ecuator.

Ordinea de mărime a turației nucleului se potrivește deci cu turația ortocentrală calculată la (21'). Valorile mai ridicate la poli față de cele de la ecuator arată, că traiectoria particulelor nucleului fluid se stabilește pe orbitali elipsoidali, care respectînd legea ariilor, au semiaxele mici orientate spre poli și semiaxele mari spre ecuator.

Rezultatul exprimat prin (32) și (32') evidențiază o oscilație a turației n_φ în același loc. Aceste oscilații au periodicitatea lui $\cos^2\varphi$ deci pentru $x\approx17$ ele se repetă aproximativ de 34 ori pe zi. Limitele lui x date de (28) permit punerea în legătură a acestor oscilații cu rotația n_ψ a scoarței. Se observă într-adevăr, că (28) satisfac condiției :

$$x^2_{max}-x^2_{min}=1. \tag{33}$$

De aici și din (26) rezultă :

$$\left(\frac{\omega_\varphi}{\omega_\psi}\right)^2_{max}-\left(\frac{\omega_\varphi}{\omega_\psi}\right)^2_{min}=1. \tag{34}$$

Dacă ω_ψ este constant, conform presupunerii din (22) sau (29) atunci (34) devine :

$$\omega_\psi=(\omega^2_{\varphi\,max}-\omega^2_{min})^{1/2} \tag{35}$$

Acest rezultat arată, că rotația scoarței este efectul pulsării rotației nucleului. Trebuie totuși observat că ω_ψ nu este strict constant întrucît mișcările hidrologice, atmosferice și tectonice îl reglează permanent. Descrierea exactă a autoreglării transporturilor de rotații este conținută în formula (34).

Se menționează, că distribuția sferică a particulelor în geoid generează linii de forțe concurente în focar, unde dau rezultantă nulă. Aceasta explică caracterul conservativ al modelului prezentat.

4. Generarea ortocentrală a cîmpului gravidinamic dirijat.

Este deosebit de important faptul, că modelul ortocentral furnizează informații cu privire la generarea cîmpilor gravidinamici. Aici se va indica doar cazul în care cîmpul dinamic generat este dirijat. Pentru obținerea unei informații cantitative se consideră expresia forței ortocentrale generată de o particulă situată pe fibra de versor $\bar{n}_1$. După relațiile (9) și (10) această forță este :

$$\bar{F} = \varepsilon m \Omega_0^2 r_0 \bar{n}_1 \tag{36}$$

Componentele ei pe axele reperului Oz_i au după (13), (25) și (26) forma :

$$\bar{F}_i = \varepsilon m \omega_\varphi^2 r_0 D_i(\varphi, \psi)\, \bar{k}_i \quad (i=1, 2, 3) \tag{37}$$

unde :

$$\begin{aligned} D_1(\varphi, \psi) &= \left(\frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2}\cos 2\varphi\right)\cos\varphi\cos\psi \\ D_2(\varphi, \psi) &= \left(\frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2}\cos 2\varphi\right)\cos\varphi\sin\psi \\ D_3(\varphi, \psi) &= \left(\frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2}\cos 2\varphi\right)\sin\varphi \end{aligned} \tag{38}$$

sînt factori de directivitate. După a doua egalitate din (26) factorii de directivitate mai pot fi scrise în formə :

$$\begin{aligned} D_1\left(\varphi, \frac{\varphi}{x}\right) &= \left(\frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2}\cos 2\varphi\right)\cos\varphi\cos\frac{\varphi}{x} \\ D_2\left(\varphi, \frac{\varphi}{x}\right) &= \left(\frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2}\cos 2\varphi\right)\cos\varphi\sin\frac{\varphi}{x} \\ D_3\left(\varphi, \frac{\varphi}{x}\right) &= \left(\frac{2x^2+1}{2x^2} + \frac{1}{2x^2}\cos 2\varphi\right)\sin\varphi \end{aligned} \tag{39}$$

Dacă ω_φ este constant și mare, φ crește uniform și rapid. Atunci factorii de directivitate tind către valorile mediate :

$$\left\langle D_i\left(\varphi, \frac{\varphi}{x}\right)\right\rangle = \lim_{\varphi\to\infty} \frac{1}{\varphi}\int_0^\varphi D_i\left(\varphi, \frac{\varphi}{x}\right) d\varphi \tag{40}$$

$$(i=1, 2, 3)$$

iar forțele către forțe mediate :

$$\langle \bar{F}_i \rangle = \varepsilon m \omega_\varphi^2 r_0 \left\langle D_i\left(\varphi, \frac{\varphi}{x}\right)\right\rangle \bar{k}_i \quad (i=1, 2, 3). \tag{41}$$

Efectuînd calculele se obține :

$$\langle D_i \rangle = 0 \quad (i = 1, 2, 3) \tag{42}$$

pentru $x \neq 1$ și :

$$\langle D_1 \rangle = \frac{7}{8} \; ; \; \langle D_2 \rangle = \langle D_3 \rangle = 0 \tag{43}$$

pentru $x = 1$. Din (43) și (37) rezultă, că modelul ortocentral produce la rezonanța parametrică o forță mediată netă :

$$\langle \bar{F}_1 \rangle = \varepsilon \frac{7}{8} \, m \, \omega_\varphi^2 \, r_0 \, \bar{k}_1 \tag{44}$$

orientată mereu în același sens $\varepsilon \bar{k}_1$ al axei Oz_1. Această forță exprimă rezultanta unui cîmp gravidinamic dirijat.

Trebuie observată analogia formală a relației (41) cu cea care exprimă teorema lui Ehrenfest [4]. Această analogie arată, că modelul ortocentral oferă calea rezolvării problemelor mecanicii cuantice, dar nu în termeni probabilistici în care se interpretează deplasarea „centrului de greutate" al pachetului de unde asociat particulei în mișcare, ci în variabilele dinamice care acționează asupra particulei însăși.

BIBLIOGRAFIE

1. Varga, Șt., Modelul mișcării ortocentrale. Sesiunea de comunicări a I.P.T.V.T., oct., 1979.
2. Varga, Șt., Aspecte ale mișcării în modelul ortocentral. Sesiunea de comunicări a I.P.T.V.T. oct., 1979.
3. Halliday, D., Resnick, R., Fizică, vol. I., E.D.P., București, 1975.
4. Spolski, E. V., Fizică atomică, vol. II, E.T, București, 1953.

ANWENDUNGEN DES ORTOZENTRALEN MODELLS

ZUSAMMENFASSUNG

Im Studium wird zuerst die Formel der Kraft aus dem ortozentralen Modell abgeleitet. Es wird weiterhin das ortozentrale Modell des Geoides vorgestellt. Gleichzeitig wird ersichtlich dass die Achsendrehung der Kruste in diesem Modell die Folgerung der flüssigen Drehung des Kernes ist. Zum Schluss wird gezeigt dass das Modell der ortozentralen Bewegung die Generierung von orientierten Kraftfeldern ermöglicht.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 2 — 1981**

CONTRIBUŢIE LA CALCULUL DEPLASĂRILOR BARELOR DREPTE CU SECŢIUNE VARIABILĂ, SOLICITATE LA ÎNCOVOIERE

DE

IOSIF HAJDU

1. Introducere.

Pentru bare drepte solicitate la încovoiere apare des problema trasării prin puncte atît a diagramelor de eforturi $\bar{T}(x)$ şi $M(x)$ cît şi a liniei elastice $v(x)$ şi a diagramei rotirilor $\varphi(x)$. În prezent, în cazul barelor cu secţiune constantă sau cu secţiune variabilă în trepte, metoda cea mai avantajoasă de calcul a ordonatelor diagramelor menţionate — în special în condiţiile automatizării acestor calcule — este metoda parametrilor iniţiali în formulare matriceală [1] [2] [3].

Pentru aplicarea metodei bara se împarte într-un număr de tronsoane delimitate de secţiunile în care urmează să se calculeze eforturile şi deplasările. Pe fiecare tronson funcţiile $v(x)$, $\varphi(x)$, $M(x)$ şi $T(x)$ trebuie să fie fără discontinuităţi, iar rigiditatea secţiunii la încovoiere (EI) trebuie să fie constantă. Salturi Δv, $\Delta\varphi$, ΔM şi ΔT ale funcţiilor de mai sus pot interveni numai în punctele de diviziune (fig. 1, a). Tot acolo pot apare şi variaţii bruşte de secţiune, respectiv de moment de inerţie a secţiunii. În astfel de cazuri în dreptul secţiunilor de diviziune mărimile respective au două valori ; una la stînga şi una la dreapta. Pentru a le distinge, notaţia acestor mărimi se completează cu litera s (stînga) sau d (dreapta). De exemplu M_i^s reprezintă momentul încovoietor la stînga secţiunii i iar M_i^d pe cel de la dreapta aceleiaşi secţiuni. Dacă pe tronsonul considerat secţiunea barei este constantă momentul de inerţie este şi el constant $(I_{i-1}^d = I_i^s = I_i)$.

Conform metodei parametrilor iniţiali mărimile v_i^s, φ_i^s, M_i^s şi T_i^s care caracterizează starea de deplasări şi de eforturi din stînga secţiunii i a barei, respectiv la capătul din dreapta al tronsonului de bară de lungime l_i şi de secţiune constantă — respectiv $EI_i =$ = const. — în funcţie de mărimile v_{i-1}^d, φ_{i-1}^d, M_{i-1}^d şi T_{i-1}^d care caracterizează starea de deplasări şi de eforturi din

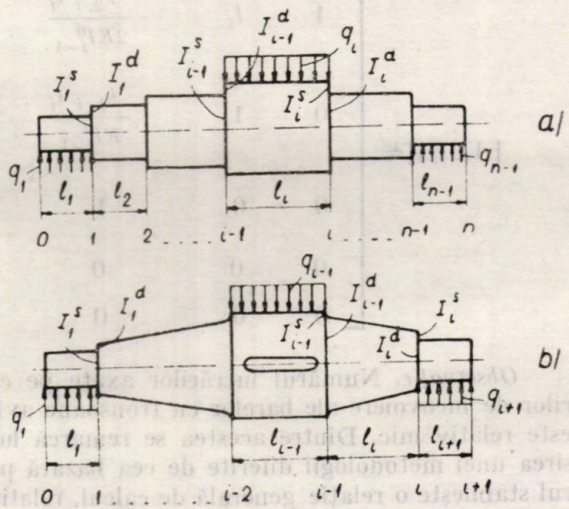


Fig. 1.

dreapta secțiunii $(i-1)$, de la capătul din stînga al tronsonului, sub formă matriceală se scrie

$$\begin{Bmatrix} v_i^s \\ \varphi_i^s \\ M_i^s \\ T_i^s \\ 1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & l_i & -\frac{l_i^2}{2EI_i} & -\frac{l_i^3}{6EI_i} & \frac{q_i l_i^4}{24EI} \\ 0 & 1 & -\frac{l_i}{EI_i} & -\frac{l_i^2}{2EI_i} & \frac{q_i l_i^3}{6EI_i} \\ 0 & 0 & 1 & l_i & -\frac{q_i l_i^2}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -q_i l_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} v_{i-1}^d \\ \varphi_{i-1}^d \\ M_{i-1}^d \\ T_{i-1}^d \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

V_i^s $\qquad [A_{i-1,\,i}]$ $\qquad \{V_{i-1}^d\}$

Sub formă concentrată relația (1) are expresia

$$\{V_i^s\} = [A_{i-1,\,i}] \cdot \{V_{i-1}^d\}, \quad (2)$$

unde matricea patrată $[A_{i-1,\,i}]$ se numește matricea de tronson sau matricea de trecere de la secțiunea $(i-1)$ la secțiunea i.

În construcția de mașini, ca și în construcțiile civile și industriale, intervin însă și bare cu tronsoane care au secțiunea, respectiv momentul de inerție $I(x)$ continuu variabile (fig. 1, *b*). În acest caz matricea de trecere $[A_{i-1,i}]$ sub forma dată în (1), nu mai poate fi aplicată.

În cele ce urmează se arată că prin introducerea unor coeficienți de rigiditate ($k_{1,i}$ $k_{2,i}$, $k_{3,i}$, $k_{4,i}$) în toate elementele matricei de trecere $[A_{i-1,i}]$ care conțin la numitor rigiditatea EI_i a secțiunii, relația matriceală (1) poate fi aplicată și tronsoanelor cu secțiunea variabilă centinuu și monoton. În acest caz matricea de trecere $[A_{i-1,i}]$ se va scrie sub forma

$$[A_{i-1,\,i}] = \begin{bmatrix} 1 & l_i & -\frac{k_{2,\,i}\, l_i^2}{2EI_{i-1}^d} & -\frac{k_{3,\,i}\, l_i^3}{6EI_{i-1}^d} & \frac{k_{4,\,i}\, q_i\, l_i^4}{24EI_{i-1}^d} \\ 0 & 1 & -\frac{k_{1,\,i}\, l_i}{EI_{i-1}^d} & -\frac{k_{2,\,i}\, l_i^2}{2EI_{i-1}^d} & \frac{k_{3,\,i}\, q_i\, l_i^3}{6EI_{i-1}^d} \\ 0 & 0 & 1 & l_i & -\frac{q_i\, l_i^2}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -ql_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Observație. Numărul lucrărilor axate pe calculul automatizat al deplasărilor de încovoiere ale barelor cu tronsoane avînd secțiunea continuu variabilă este relativ mic. Dintre acestea se remarcă lucrarea [4], în care — prin folosirea unei metodologii diferite de cea bazată pe relația matriceală (1) — autorul stabilește o relație generală de calcul, relativ complexă, programabilă pe un calculator numeric.

2. **Determinarea coeficienților de rigiditate** $k_{1,i} \ldots k_{4,i}$

Exemplul 1. Tronson de bară de formă tronconică încărcată cu sarcină uniform distribuită.

Pentru parametri geometrici și de încărcare ai tronsonului considerat notațiile sînt date în figura 2.

Luînd originea sistemului de axe de referință *Oxv* la capătul din stînga al axei nedeformate a tronsonului de bară, într-o secțiune curentă x, momentul încovietor este

$$M(x)=M_{i-1}^{d}+T_{i}^{d}x-\frac{q_i x}{2}\cdot \quad (4)$$

Se face schimbarea de variabilă $x=l_i t$, deci pentru $x\in(0,\ l_i)$ corespunde $t\in(0,\ 1)$, iar relația (4) devine

$$M(x)=M(t)=$$

$$=M_{i-1}^{d}+T_{i-1}^{d}l_i t-q_i\frac{l_i^2 t^2}{2}\cdot \quad (5)$$

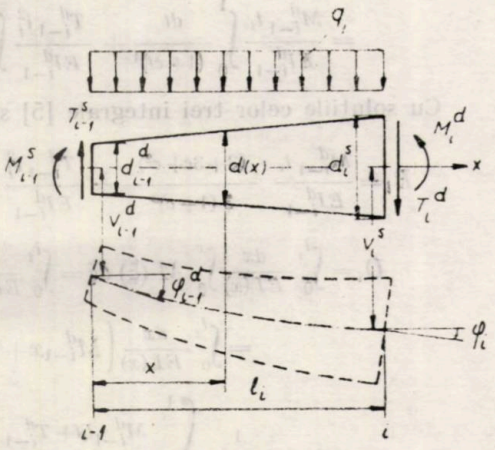


Fig. 2.

Diametrul și momentul de inerție axial al secțiunii curente au în acest caz expresiile :

$$d(x)=d_{i-1}^{d}\left(1+\frac{d_i^s-d_{i-1}^{d}}{d_{i-1}^{d}}\,\frac{x}{l_i}\right)=d_{i-1}^{d}(1+cl) \quad (6)$$

$$I(x)=\frac{\pi}{64}d^4(x)=\frac{d_{i-1}^4}{64}(1+cl)^4=I_{i-1}^{d}(1+cl)^4, \quad (7)$$

în care cu c s-a notat raportul

$$c=\frac{d_i^s-d_{i-1}^{d}}{d_{i-1}^{d}}\cdot \quad (8)$$

Se aplică relațiile de bază ale metodei parametrilor inițiali pentru exprimarea deplasărilor φ_i^s și v_i^s din stînga secțiunii i, respectiv la capătul din dreapta al tronsonului considerat

$$\varphi_i^s=\varphi_{i-1}^{d}-\int_0^{l_i}\frac{M(x)\,dx}{EI(x)}=\varphi_{i-1}^{d}-B_i \quad (9)$$

$$v_i^s=v_{i-1}^{d}+\varphi_{i-1}^{d}\cdot l_i-\int_{x=0}^{x=l_i}\frac{dx}{EI(x)}\int_{\xi=0}^{\xi=x}M(\xi)\,d\xi=v_{i-1}^{d}+\varphi_{i-1}^{d}\cdot l_i-D_i \quad (10)$$

unde ξ este o variabilă ajutătoare în intervalul $\xi\in(0,\ x)$.

Conform relațiilor (5) și (7) integralele B_i și D_i devin

$$B_i=\int_0^{l_i}\frac{M(x)\,dx}{EI(x)}=\frac{1}{EI_{i-1}^d}\int_0^1\frac{\left(M_{i-1}^d+T_{i-1}^d l_i t-\frac{q_i l_i^2 t^2}{2}\right)l_i dt}{(1+ct)^4}=$$

$$=\frac{M_{i-1}^d l_i}{EI_{i-1}^d}\int_0^1\frac{dt}{(1+ct)^4}+\frac{T_{i-1}^d l_i^2}{EI_{i-1}^d}\int_0^1\frac{t\,dt}{(1+ct)^4}-\frac{q_i l_i^3}{2EI_{i-1}^d}\int_0^1\frac{t^2\,dt}{(1+ct)^4}.$$

Cu soluțiile celor trei integrale [5] se obține

$$B_i=\frac{M_{i-1}^d l_i}{EI_{i-1}^d}\cdot\frac{(3+3c+c^2)}{3(1+c)^3}+\frac{T_{i-1}^d l_i^2}{EI_{i-1}^d}\cdot\frac{(3+c)}{6(1+c)^3}-\frac{q_i l_i^3}{2EI_{i-1}^d}\cdot\frac{1}{3(1+c)^3}. \quad (11)$$

$$D_i=\int_0^{l_i}\frac{dx}{EI(x)}\int_0^x M(\xi)\,d\xi=\int_0^{l_i}\frac{dx}{EI(x)}\int_0^x\left(M_{i-1}^d+T_{i-1}^d\xi-\frac{q_i\xi^2}{2}\right)d\xi=$$

$$=\int_0^{l_i}\frac{dx}{EI(x)}\left(M_{i-1}^d x+T_{i-1}^d\frac{x^2}{2}-q_i\frac{x^3}{6}\right)=$$

$$=\frac{1}{EI_{i-1}^d}\int_0^1\frac{M_{i-1}^d l_i t+T_{i-1}^d\frac{l_i^2 t^2}{2}-q_i\frac{l_i^3 t^3}{6}}{(1+ct)^4}l_i dt=$$

$$=\frac{M_{i-1}^d l_i^2}{EI_{i-1}^d}\cdot\frac{(3+c)}{6(1+c)^3}+\frac{T_{i-1}l_i^3}{2EI_{i-1}^d}\cdot\frac{1}{3(1+c)^3}-\frac{q_i l_i^4}{6EI_{i-1}^d}\cdot\frac{1}{c^4}\left[\ln|1+c|-\right.$$

$$\left.-\frac{6c+15c^2+11c^3}{6(1+c)^3}\right]. \quad (12)$$

Introducînd notațiile :

$$k_{1,i}=\frac{3+3c+c^2}{3(1+c)^3};\qquad k_{2,i}=\frac{3+c}{3(1+c)^3};\qquad k_{3,i}=\frac{1}{1+c^3}$$

și

$$k_{4,i}=\frac{4}{c^4}\left[\ln|1+c|-\frac{6c+15c^2+11c^3}{6(1+c)^3}\right]$$

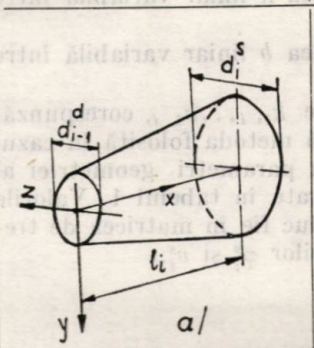
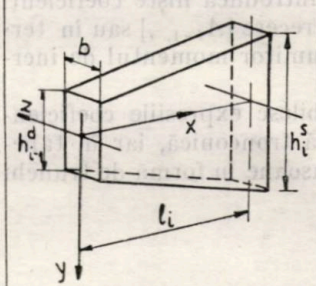
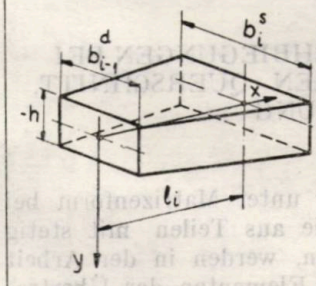
relațiile (9) și (10) devin

$$\varphi_i^s=\varphi_{i-1}^d-\frac{k_{1,i}l_i}{EI_{i-1}^d}M_{i-1}^d-\frac{k_{2,i}l_i^2}{2EI_{i-1}^d}T_{i-1}^d+\frac{k_{3,i}q_i l_i^3}{6EI_{i-1}^d} \quad (13)$$

$$v_i^s=v_{i-1}^d+\varphi_{i-1}^d\cdot l_i-\frac{k_{2,i}l_i^2}{2EI_{i-1}^d}M_{i-1}^d-\frac{k_{3,i}l_i^3}{6EI_{i-1}^d}T_{i-1}^d+\frac{k_{4,i}q_i l_i^4}{24EI_{i-1}^d}. \quad (14)$$

Relațiile de calcul (13) și (14) sînt identice cu cele care se obțin din relația matriceală (1) în care matricea de trecere $[A_{i-1\,i}]$ are elementele matricei (3).

Pentru coeficienții $k_{1,i}$, $k_{2,i}$ și $k_{3,i}$ se poate constata direct, iar pentru $k_{4,i}$ prin metodele analizei matematice, că în cazul particular cînd tronsonul are secțiunea constantă, respectiv este un cilindru ($d_i^s=d_{i-1}^d=d_i$), deci are conform relației (8) $c=0$, toți coeficienții de rigiditate $k_{1,i}$; $k_{2,i}$; $k_{3,i}$ și $k_{4,i}$ sînt egali cu unitatea și deci matricea de trecere $[A_{i-1\,i}]$ din (3) ia forma celei din relația matriceală (1).

Forma tronsonului	Expresiile coeficienților de rigiditate
 a/	$d(x)=d_{i-1}^d\left(1+\frac{d_i^s-d_{i-1}^d}{d_{i-1}}\cdot\frac{x}{l_i}\right)=d_{i-1}^d(1+ct)$ $I(x)=\frac{\pi}{64}d^4(x)=I_{i-1}^d(1+ct)^4;\quad c=\frac{d_i^s-d_{i-x}^d}{d_{i-1}}$ $k_{1,i}=\frac{3+3c+c^2}{3(1+c)^3};\quad k_{2,i}=\frac{3+c}{3(1+c)^3};\quad k_{3,i}=\frac{1}{(1+c)^3};$ $k_{4,i}=\frac{4}{c^4}\left[\ln\lvert 1+c\rvert-\frac{6c+15c^2+11c^3}{6(1+c)}\right]$
 b/	$h(x)=h_{i-1}^d\left(1+\frac{h_i^s-h_{i-1}^d}{h_{i-1}}\cdot\frac{x}{l_i}\right)=h_{i-1}^d(1+ct)$ $I(x)=\frac{bh^3(x)}{12}=I_{i-1}^d(1+ct)^3;\quad c=\frac{h_i^s-h_{i-1}^d}{h_{i-1}}$ $k_{1,i}=\frac{2+c}{2(1+c)^2};\quad k_{2,i}=\frac{1}{(1+c)^2}$ $k_{3,i}=\frac{3}{c^3}\left[\ln\lvert 1+c\rvert-\frac{c(2+3c)}{2(1+c)^2}\right]$ $k_{4,i}=\frac{4}{c^4}\left[-3\ln\lvert 1+c\rvert+\frac{6c+9c^2+2c^3}{2(1+c)^2}\right]$
 c	$b(x)=b_{i-1}^d\left(1+\frac{b_i^s-b_{i-1}^d}{b_{i-1}^d}\cdot\frac{x}{l_i}\right)=b_{i-1}^d(1+ct)$ $I(x)=\frac{b(x)h^3}{12}=I_{i-1}^d(1+ct);\quad c=\frac{b_i^s-b_{i-1}^d}{b_{i-1}^d}$ $k_{1,i}=\frac{1}{c}\ln\lvert 1+c\rvert;\quad k_{2,i}=\frac{2}{c^2}(c-\ln\lvert 1+c\rvert);$ $k_{3,i}=\frac{3}{c^3}\left\lvert\frac{c^2}{2}-c+\ln\lvert 1+c\rvert\right\rvert;$ $k_{4,i}=\frac{4}{c^4}\left(c-\frac{c^2}{2}+\frac{c^3}{3}-\ln\lvert 1+c\rvert\right)$

Exemplul 2. Tronson de bară, în formă de trunchi de piramidă, încărcată cu sarcină uniform distribuită.

În majoritatea cazurilor un astfel de tronson are secțiunea dreptunghiulară și se prezintă sub următoarele două variante principale :

– cu lățimea b a secțiunii constantă și înălțimea h liniar variabilă între capetele tronsonului (v. tabelul 1) ;

– cu înălțimea h a secțiunii constantă și lățimea b liniar variabilă între capetele tronsonului (v. tabelul 1).

Stabilirea expresiilor coeficienților de rigiditate $k_{1,\,i}...k_{4,\,i}$, corespunzători celor două variante de tronsoane s-a făcut după metoda folosită în cazul tronsonului tronconic. Aceste expresii, împreună cu parametri geometrici ai celor trei tipuri de tronsoane studiate sînt concentrate în tabelul 1. Valorile numerice calculate pentru acești coeficienți se introduc fie în matricea de trecere $[A_{i-1,\,i}]$, fie în relațiile (13) și (14) ale deplasărilor φ_i^s și v_i^s.

3. Concluzii.

În lucrare se arată că metoda parametrilor inițiali utilizată pentru calculul deplasărilor de încovoiere φ și v ale barelor de secțiune constantă sau variabilă în trepte poate fi aplicată cu succes și la bare care au tronsoane cu variație continuă a secțiunii. În acest caz trebuie însă să se introducă niște coeficienți de rigiditate $k_{1,\,i}...k_{4,\,i}$ în elementele matricei de trecere $[A_{i-1,\,i}]$ sau în termenii relațiilor de calcul (13) și (14) care conțin la numitor momentul de inerție al secțiunii.

În vederea aplicării metodei, în lucrare se stabilesc expresiile coeficienților de rigiditate pentru tronsoane de bară de formă tronconică, iar în tabelul 1 se dau expresiile acestor coeficienți și pentru tronsoane în formă de trunchi de piramidă.

BIBLIOGRAFIE

1. Massonnet, Ch., Deprez, G., Maquoi, R., Müller R., Fonder, G., Calculul structurilor la calculatoare electronice. Editura Tehnică, București, 1974.
2. Gheorghiu, Al. Concepții moderne în calculul structurilor. Editura Tehnică, București, 1975.
3. Dietrich, G., Stahl, H., Matrizen und Determinanten. VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1977.
4. Blumenfeld, M., Calculul barelor cu calculatoare numerice. Editura Tehnică, București, 1975.
5. Acerkan, N. S., Spravocinik masinostroitelia, Tom 1, izdanie tretie, Izd. Masgiz, Moskva, 1961.

BEITRAG ZUR BERECHNUNG DER DURCHBIEGUNGEN BEI GERADEN BALKEN MIT VERÄNDERLICHEN QUERSCHNITT, BEANSPRUCHT AUF BIEGUNG

KURZFASSUNG

Damit man die Methode der Anfangsparameter unter Matrizenform bei der Berechnung der Durchbiegungen bei Balken die aus Teilen mit stetig veränderlichen Querschnitt bestehen anwenden kann, werden in der Arbeit vier Steifigkeitskoeffizienten k_{1i}, k_{2i}, k_{3i}, k_{4i} in den Elementen der Übertragungsmatrix $[A_{i-1,\,i}]$, vorgeschlagen.

Weiterhin werden die Berechnungsformeln dieser Koeffizienten für Kegelstumpfteile und auch für Pyramidenstumpfteile mit rechtechigen Querschnitt, vorgeschlagen.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 2 — 1981**

STUDII ŞI CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA UNOR NOI TIPURI DE UMPLUTURI PENTRU TURNURILE DE RĂCIRE

DE

JĂDĂNEANŢ MIHAI

Una din direcţiile cercetării ştiinţifice din cadrul Catedrei de termotehnică şi maşini termice a Institutului politehnic „Traian Vuia" din Timişoara o constituie studiul turnurilor de răcire. Atît în ceea ce privesc turnurile de răcire în contracurent cît şi cele în curent încrucişat, cercetarea a demarat de la umpluturile clasice, plăcile din azbociment şi şipcile din beton.

Încă din 1975 s-a trecut la o fază nouă, de găsire de noi soluţii, mai ieftine şi mai funcţionale pentru umpluturile turnurilor de răcire. Una din soluţiile propuse şi încercate o constituie masele plastice sub formă de plase, care prezintă următoarele avantaje: greutatea mult mai redusă a umpluturii, preţ de cost mai mic, consumuri specifice de materiale reduse pe unitatea de volum, reducerea importului de materiale deficitare ca azbestul etc.

La primele încercări plasele au fost întinse pe cadre din lemn, iar apoi au fost dispuse pe un schelet de susţinere sub formă de spirală, realizînd un rulou ca element de bază al umpluturii turnului. Modelele perfecţionate au fost realizate la I.C.E.M.E.N.E.R.G. – Bucureşti.

Pe lîngă avantajele enumerate, masele plastice prezintă şi dezavantajul major al inflamabilităţii, ceea ce a determinat găsirea de soluţii îmbunătăţite. Astfel s-au realizat la I.C.E.M.E.N.E.R.G. rulouri rigide din mase plastice ignifugate armate cu fibră de sticlă.

Şi aceste rulouri au fost încercate tot pe standul turn de răcire în contracurent existent (vezi [1]) la diferite moduri de aşezare, toate comparîndu-se cu o aşezare de referinţă a rulourilor normale, fig. 1. În timpul determinărilor experimentale s-au menţinut constanţi parametrii aerului la intrarea în turn ($t_{L1}=27$ °C, $\tau_{L1}=20{,}5$ °C), cît şi temperatura apei calde ($t_{w1}=40$ °C). S-a variat debitul de apă pentru a se realiza densităţile de stropire $\dot{q}_w=8$, 12 şi 16 m^3/m^2h, cît şi debitul de aer, obţinîndu-se astfel 16 viteze de insuflare ale aerului, cuprinse între 0,4 şi 2,2 m/s.

Prin măsurători directe s-a stabilit: ecartul de temperatură $\Delta t_w=t_{w1}-t_{w2}$, căderea de presiune datorată rezistenţelor hidraulice la trecerea aerului prin umplutură şi debitele apei de adaos pentru compensarea pierderilor prin evaporare şi antrenare sub formă de picături.

Rezultatele experimentale au fost prelucrate pe ordinator tip FELIX C-256, cu ajutorul unui program ce avea la bază metoda randamentului.

Toate mărimile reprezentate funcţie de w_L ($\dot{Q}_w/A_p$, $\dot{Q}_w/V_t$ şi β_{xv}) evidenţiază o influenţă favorabilă a creşterii densităţii de stropire. De asemenea, se observă o creştere a valorii mărimilor reprezentate odată cu mărirea vitezei aerului prin instalaţie. Influenţa favorabilă a vitezei aerului este mai accentuată în domeniul vitezelor mici.

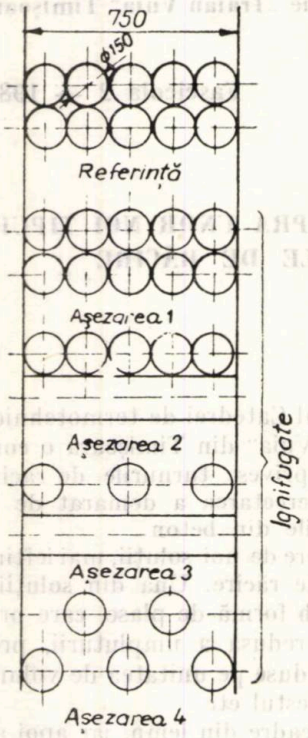


Fig. 1. Modul de așezare al rulourilor.

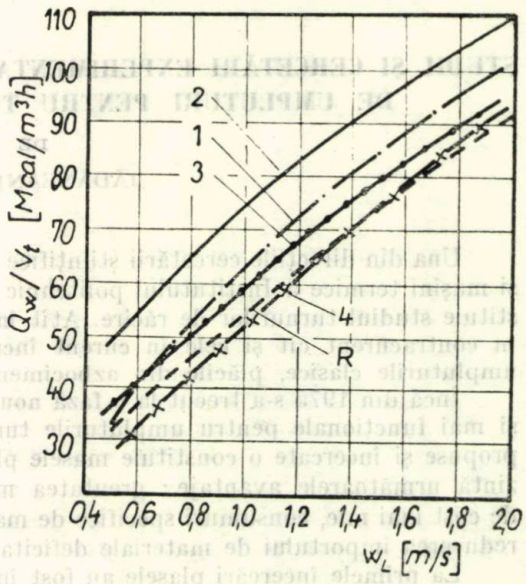


Fig. 2. Dependența $\dot{Q}_w/V_t = f(w_L)$.

În diagrama $\dot{Q}_w/V_t = f(w_L)$ (fig. 2) se observă că așezarea 2 oferă performanțe relativ mai bune decît așezarea 1, de unde concluzia că prin ignifugare rulourile devin mai rugoase și în consecință sînt mai bine udate de apă, timpul de contact al apei este mai mare și modul de formare al picăturilor este mai avantajos. Apoi, rulourile ignifugate sînt mai rigide și geometria se păstrează uniform în interiorul umpluturii.

Diagramele $\beta_{xv} = f(w_L)$ și $Ke = f(\lambda)$ (fig. 3 și fig. 4) evidențiază că la densități de stropire moderate și la viteze ale aerului de pînă la 1 m/s, respectiv la debite specifice de aer pînă la 0,3, la așezarea încrucișată performanțele oferite de așezarea 4 sînt sensibil apropiate de cele ale așezării 3.

Concluzia este deosebit de importantă dacă se are în vedere și economia de umplutură (50%) ce se obține prin această geometrie. În domeniul vitezelor mari ale aerului și la densități de stropire ridicate este mai avantajos din punct de vedere termic utilizarea umpluturii compacte.

În cazul umpluturii paralele, avantajul este în toate cazurile pentru umplutura compactă.

Domeniul pe care se extind efectele influenței reducerii cu 50% a umpluturii îmbracă o zonă de cca 15% din valoarea nominală a coeficientului de transfer β_{xv}. Dacă se ține cont că abateri de $\pm 25\%$ ale coeficientului de transfer în turn sînt curente și că se obțin din neuniformitățile de montaj și funcționare, rezultă că echiparea dispersorului cu 50% din umplutură este avantajoasă chiar și în cazul în care în laborator au rezultat performanțe ceva mai bune pentru umplutura compactă.

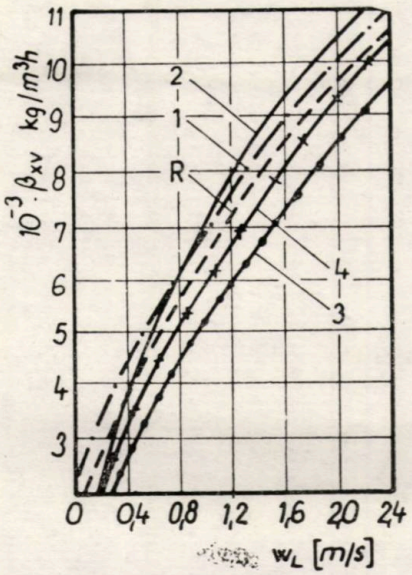


Fig. 3. Dependența $\beta_{xw} = f(w_L)$.

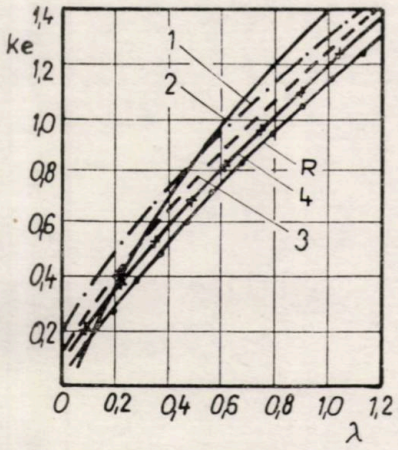


Fig. 4. Dependența $Ke = f(\lambda)$.

Cercetările experimentale efectuate cu umplutura constituită din rulouri din mase plastice ignifugate scot în evidență următoarele concluzii mai importante :

– utilizarea rulourilor din mase plastice conduce la consumuri specifice de material pe unitatea de volum de umplutură foarte reduse, de numai 1,2–4,2% volumic și 0,4–1,3% masic ;

– sistemul de susținere al umpluturii se simplifică considerabil ;

– se realizează umpluturi din materiale indigene la un preț de revenire ce reprezintă 9–33% din cel al plăcilor din azbociment ;

– umpluturile din masă plastică sub formă de rulouri au performanțe termice superioare dispersoarelor clasice ;

– prin rigidizarea și ignifugarea ruloului ∅ 150 mm se obțin ameliorări ale performanțelor termice ale acestuia.

BIBLIOGRAFIE

1. Vlădea, I., Barbu, V., Jădăneanț, M., Das Verhalten der Kühltürme mit gewellten Asbestzementplatten im Gegenstrom bei Veränderung der Luftparameter, Energietechnik 22 (1972), Nr. 8. S. 377/380.

ÉTUDES EXPERIMENTALLES DE NOUVEAUX DISPERSEURS DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

RÉSUMÉ

On présent des principales resultats des études experimentalles effectués sur tambours au matière plastique ignifugée, utilisés dans les disperseurs des tours de refroidissement. Sont donné les conclusions concernant les diverses arrangements des tambours.

Fig. 4. Dependența Ke = f(λ)

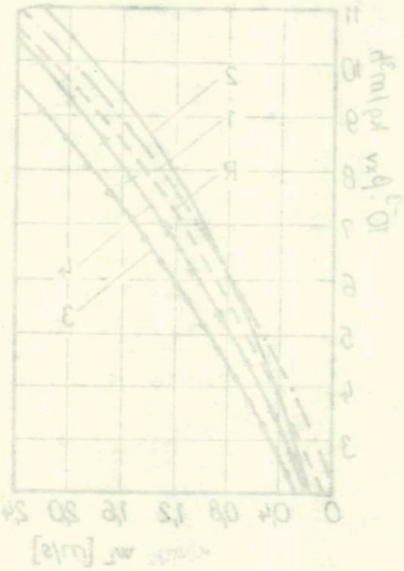


Fig. 3. Dependența $\beta_{ke} = f(w_L)$

Cercetările experimentale efectuate cu umplutura constituită din rulouri din mase plastice ignifugate scot în evidență următoarele concluzii mai importante :

— utilizarea rulourilor din mase plastice conduce la consumuri specifice de material pe unitatea de volum de umplutură foarte reduse, de numai 1,2–4,2% volumic și 0,4–1,3% masic ;

— sistemul de susținere al umpluturii se simplifică considerabil ;

— se realizează umpluturi din materiale indigene la un preț de revenire ce reprezintă 9–33% din cel al plăcilor din azbociment ;

— umpluturile din masă plastică sub formă de rulouri au performanțe termice superioare dispersoarelor clasice ;

— prin rigidizarea și ignifugarea rulouluî ⌀ 150 mm se obțin ameliorări ale performanțelor termice ale acestuia.

BIBLIOGRAFII

1. Vlădea, I., Barbu, V., Jădăneanț, M., Das Verhalten der Kulturme mit gewellten Asbestzementplatten im Gegenstrom bei Veränderung der Luftparameter, Energietechnik 22 (1972), Nr. 8, S. 377/380.

ÉTUDES EXPÉRIMENTALLES DE NOUVEAUX DISPERSEURS DES TOURS DE REFROIDISSEMENT

RÉSUMÉ

On présent des principales résultats des études expérimentalles effectués sur tambours au matière plastique ignifugée, utilisés dans les disperseurs des tours de refroidissement. Sont donné les conclusions concernant les diverses arrangements des tambours.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

STUDIUL INFLUENŢEI RĂCIRII SUPAPEI DE EVACUARE ASUPRA CÎMPULUI TERMIC AL ACESTEIA

DE

FERENCZ A.

La motoare cu ardere internă cu performanţe ridicate, una dintre metodele folosite pentru asigurarea fiabilităţii supapelor de evacuare este răcirea acestora cu sodiu.

Sodiul este introdus de obicei într-o cavitate amplasată în tija supapei, coaxial cu aceasta. Una din extremităţile acestei cavităţi ajunge în apropierea centrului talerului, locul cel mai cald la supape nerăcite, micşorînd mult temperatura acestei zone. În urma răcirii cu sodiu zona cu temperatura maximă se mută în vecinătatea diametrului mediu a fundului talerului supapei.

Deşi temperatura maximă este considerabil mai scăzută faţă de supape nerăcite, totuşi este posibil ca solicitările termice ale supapei să depăşească limitele admisibile. Dacă condiţiile de transfer de căldură către scaunul supapei nu se schimbă faţă de execuţia nerăcită, din cauza apropierii zonei de temperatura maximă de periferia talerului şi din cauza creşterii fluxului de căldură din partea gazelor din cilindru şi din canalul de evacuare în urma scăderii temperaturii supapei, este posibil ca fluxul de căldură către scaun să rămînă la valori inadmisibil de mari.

În urma fluxului ridicat de căldură, componenta radială a gradienţilor de temperatură are valori ridicate, provocînd solicitări termice mari în această zonă, care pot cauza fisurarea radială a periferiei talerului.

Evitarea acestor solicitări excesive este posibilă numai prin bararea fluxului de căldură în direcţia scaunului.

În urma reducerii fluxului de căldură în direcţia scaunului, temperatura medie a supapei va creşte, astfel se reduce şi fluxul de căldură primit de la gaze, cîmpul de temperaturi se uniformizează, reducînd solicitările termice.

Condiţiile optime de schimb de căldură, şi modificările constructive necesare realizării acestora pot fi studiate prin modelare electro-analogică.

Instalaţia realizată în acest scop la catedra de Termotehnică şi maşini termice a Institutului Politehnic „Traian Vuia" din Timişoara este prezentată în figura 1.

Instalaţia se compune din cuva reprezentînd modelul electroanalogic al supapei, avînd ca electrolit apă potabilă. Prin cuva s-a modelat doar talerul supapei, în ipoteza simetriei axiale a cîmpului de temperaturi. Tija fiind reprezentată în model prin rezistenţele fixe R_1, R_2, R_3, R_4.

Pe baza calculului termic al motorului s-au determinat valorile medii pentru temperatură a gazelor din cilindru t_{gm}, din canalul de evacuare, respectiv coeficienţii de schimb de căldură dintre gaze şi supapă α_φ (cu relaţia lui Eichelberg)

$$\alpha_\varphi = 2{,}42 \sqrt[3]{w_m} \sqrt{pT} \qquad [\mathrm{W/m^2K}] \qquad (1)$$

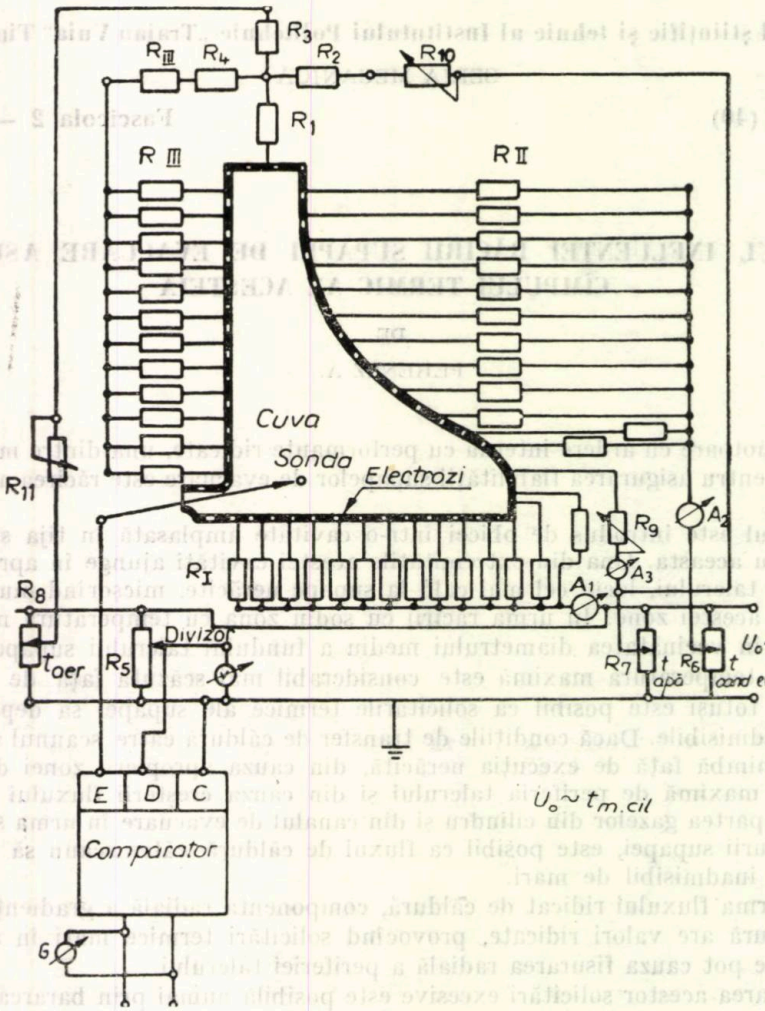


Fig. 1. Schema modelului electroanalogic.

unde : φ — unghiul de manivelă ;
p — presiunea curentă a gazelor din cilindru [bar] ;
T — temperatura curentă a gazelor din cilindru [K] ;
w_m — viteza medie a pistonului.

$$\alpha_m = \frac{1}{720} \int_0^{720} \alpha\varphi \, d\varphi \qquad [\mathrm{W/m^2K}] \tag{2}$$

Cu relaţiile

$$R_{Ii} = \frac{1}{\alpha_{mI} A_i} K \; ; \qquad R_{IIj} = \frac{1}{\alpha_{mII} A_j} K. \tag{3}$$

S-au calculat rezistenţele R_{Ii} şi R_{IIj} care modelează condiţiile de contur pe suprafaţa în contact cu gazele din cilindru, respectiv cu cele din canalul de evacuare. A_i, A_j sînt suprafeţele corespunzătoare de contact fiecărui electrod de pe conturul cuvei, K — factorul de scară

$$K = \rho_a \frac{\lambda}{k_L} \qquad \left[\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{K}} \Omega\right] \tag{4}$$

unde : ρ_a – rezistivitatea electrolitului [Ωm] ;
λ – conductivitatea termică a materialului supapei [W/mK] ;
k_L – factorul geometric de scară.

Prin grupul de rezistențe R_{III} s-a modelat schimbul de căldură dintre materialul supapei și sodiu. Considerînd temperatura sodiului constantă rezistențele R_{III} au fost conectate la punctul comun.

Cu ajutorul potențiometrelor R_6, R_7, R_8 s-au reglat tensiunile corespunzătoare temperaturii medii a gazelor din canalul de evacuare, apei de răcire din chiulasă, aerului sub capacul chiulasei. Potențiometrele R_9, R_{10}, R_{11} au servit pentru reglarea curentului corespunzător cu fluxul de căldură evacuat spre apa de răcire prin scaun, ghidaj, respectiv spre aer prin tija supapei.

Modelul a fost alimentat de la o sursă stabilizată de curent alternativ de 50 Hz la tensiune U_0 proporțională cu temperatura medie a gazelor din cilindru. U_0 a fost ales din motiv de securitate sub 24 V.

Miliampermetrele A_1, A_2, A_3 servesc pentru controlul curentului care modelează fluxul de căldură de la gaze spre supapă : Q_1+Q_2, respectiv fluxul de căldură evacuat prin scaunul supapei Q_3.

Fluxul de căldură prin tija rezultă din ecuația

$$Q_4=Q_1+Q_2-Q_3 \tag{5}$$

Determinarea curbelor izoterme :

Se fixează ajutorul divizorului de tensiune R_5 (montat în paralel cu cuva) și a voltmetrului V, o tensiune U_i proporțională cu izoterma căutată t_i ($U_i=U_0 t_i/t_{m\ cil}$). Cu ajutorul sondei fixate pe un dispozitiv coordonator cartezian se explorează electrolitul din cuvă căutînd toate punctele echipotențiale cu tensiunea fixată.

Înregistrarea punctelor echipotențiale se înregistrează automat cu ajutorul unui dispozitiv punctator (releu electromagnetic), montat opus cu sonda pe rigleta transversală a coordonatorului. Comanda releului se face de la un dispozitiv comparator electronic în care sînt introduse : semnalul de referință de la divizorul R_5 și semnalul colectat de sonda. Funcționarea corectă a comparatorului se poate verifica cu ajutorul galvanometrului multiflex G (folosit ca indicator de nul).

Cu ajutorul potențiometrului R_9, R_{10}, R_{11} se pot regla diverse distribuții ale fluxurilor de căldură, distribuții controlate prin miliampermetrele A_1, A_2, A_3.

În fig. 2 se prezintă izotermele înregistrate în două ipoteze de încărcare :

– În ipoteza cînd fluxul de căldură evacuat prin scaun Q_3 este 75%. Situația obișnuită la supape nerăcite 1.

– În ipoteza cînd Q_3 este doar 66% din fluxul total de căldură introdusă.

Din analiza celor două cîmpuri de temperatură se remarcă faptul că deși temperatura maximă este cu puțin mai scăzută în prima ipoteză, totuși în urma fluxului Q_3 mai ridicat gradienții de temperatură radiali sînt mult peste cele din ipoteza II. Fluxul de căldură orientat aproape radial (perpendicular pe izoterme) în ipoteza I, fiind mult mai defavorabil în privința solicitărilor termice, decît cel din ipoteza II (aproape perpendicular pe scaun).

Concluzii.

– Folosind dispozitivul propus, prin modificarea rezistenței R_9 și eventual R_{10} pînă la valoarea la care se obține o repartiție convenabilă a izotermelor se pot trage concluzii referitoare la modificările constructive care sînt necesare pentru realizarea acestuia în cazul funcționării supapei pe motor.

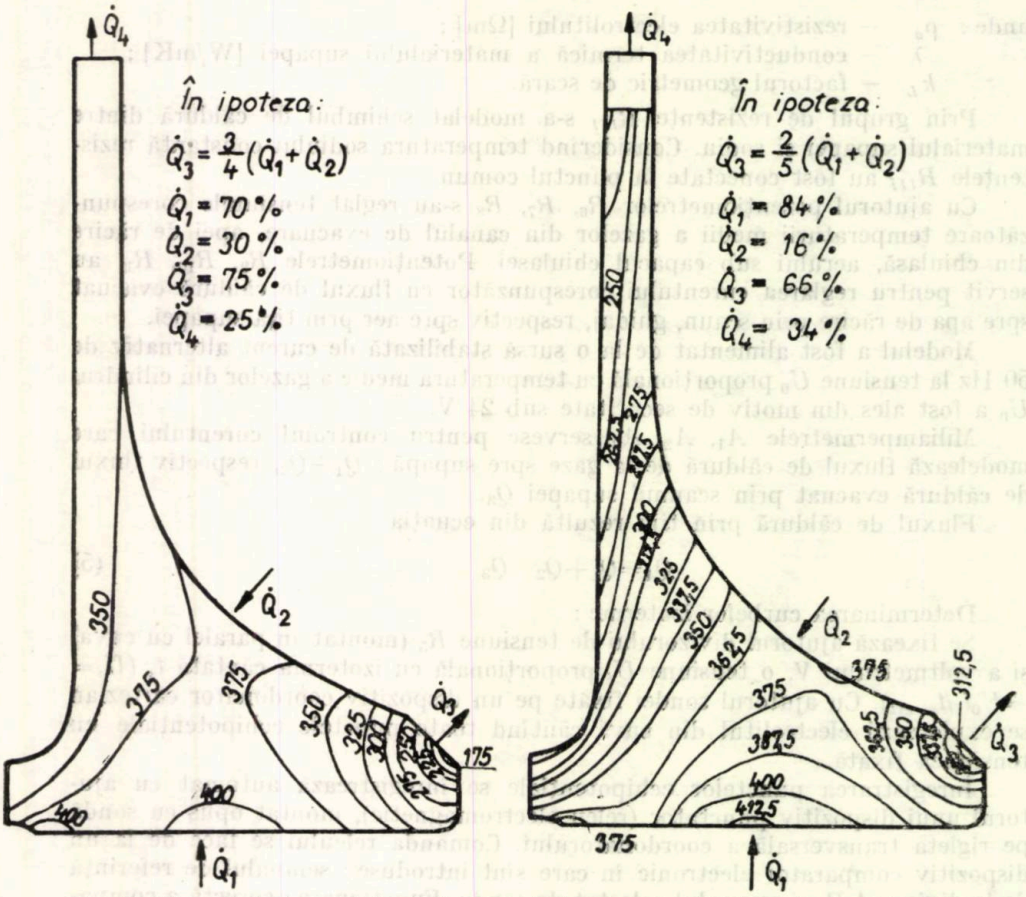


Fig. 2. Cîmpul de temperatură al supapei de evacuare în două ipoteze de încărcare.

În practică aceste modificări se pot realiza prin schimbarea materialului scaunului supapei folosind un material cu conductivitate mai redusă, sau prin reducerea suprafeței de contact a scaunului cu chiulasă etc.).

— Metoda poate fi folosită în principiu și pentru alte organe ale motoarelor cu ardere internă solicitate termic.

BIBLIOGRAFIE

1. Ferencz, A., Metoda de determinare a solicitărilor termice în supapa de evacuare a motoarelor cu aprindere, prin comprimare supraalimentate, Buletinul I. P. „Traian Vuia" Timișoara.

DER EINFLUSS DER KÜHLUNG AUF DAS TEMPERATURFELD DES AUSLASSVENTILES

ZUSAMMENFASSUNG

Um eine übermässige Wärmebelastung der natriumgekühlten Auslassventile zu verhindern wird eine Methode zur Führung der Wärmeströme gezeigt, wobei die elektroanaloge Modellierung angewandt wird.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

CERCETĂRI PRIVIND AMPLIFICAREA RADIAŢIEI TERMICE ÎN CUPTOARE CU ÎNCĂLZIRE ŞI TRATAMENT CU ZIDĂRIE PERMEABILĂ

DE

MÂNEA LAUREAN, MAKSAY ŞTEFAN

În sectoarele de prelucrări prin deformare plastică şi tratamente termice, semifabricatele trebuie încălzite pînă la temperatura prescrisă într-un timp cît mai scurt cu un consum minim de combustibil, fără însă a prejudicia structura internă şi proprietăţile fizico-mecanice.

În procesul schimbului termic, ponderea convecţiei şi a radiaţiei se modifică odată cu creşterea temperaturii gazelor de ardere în favoarea radiaţiei. Dar radiaţia CO_2 şi H_2O are loc numai pe anumite benzi spectrale, iar temperatura zidăriei nu atinge temperaturi ridicate, îndeosebi la cuptoarele cu funcţionare periodică, pentru a se putea beneficia de calitatea deosebită a zidăriei de a emite radiaţia calorică pe un spectru continuu. Se impune, aşadar, asigurarea unor condiţii de încălzire rapidă a zidăriei cuptorului prin utilizarea unei cantităţi mai mari din energia gazelor de ardere care să ridice viteza de încălzire fără modificarea consumului de combustibil.

Mai mult, cuptoarele cu funcţionare periodică au un consum specific foarte ridicat, ele intrînd în regim termic staţionar tocmai spre finele programului de funcţionare, ceea ce îngreunează atît procesul tehnologic cît şi costul de fabricaţie.

În cadrul laboratorului de Cuptoare metalurgice din I.S.H. s-au efectuat experimentări pe un cuptor de încălzire şi tratament termic privind eficacitatea utilizării zidăriei permeabile în procesul transmiterii căldurii în cuptor.

S-au utilizat cărămizi din şamotă format normal de două tipuri, tip I cu 50 orificii $\varnothing$ 10 şi tip II cu 264 orificii $\varnothing$ 4 mm.

Măsurarea temperaturilor zidăriei în diferite puncte, a gazelor de ardere, a aerului de combustie, suprafeţei şi centrului probei, s-a efectuat cu 24 termoelemente din Cromel-Alumel şi Pt-PtRh, proba considerată fiind din oţel RUL de profil pătrat $100 \times 100 \times 290$ mm.

Prima serie de experimentări s-a efectuat cu zidăria normală a cuptorului, iar seria a doua cu zidăria permeabilă, încălzindu-se aceeaşi probă la diferite încărcări termice ale spaţiului de lucru a cuptorului.

Pentru aceeaşi încăreare termică viteza de încălzire a materialului şi a zidăriei în cele două sisteme prezintă diferenţe substanţiale (fig. 1), în cazul cuptorului cu zidărie permeabilă pornit din stare rece rezultînd o reducere substanţială a consumului de combustibil.

Pentru determinarea teoretică a distribuţiei cîmpului temperaturilor în probă, aceasta s-a asimilat cu un cilindru plin de lungime infinită $R = l/\sqrt{\pi}$.

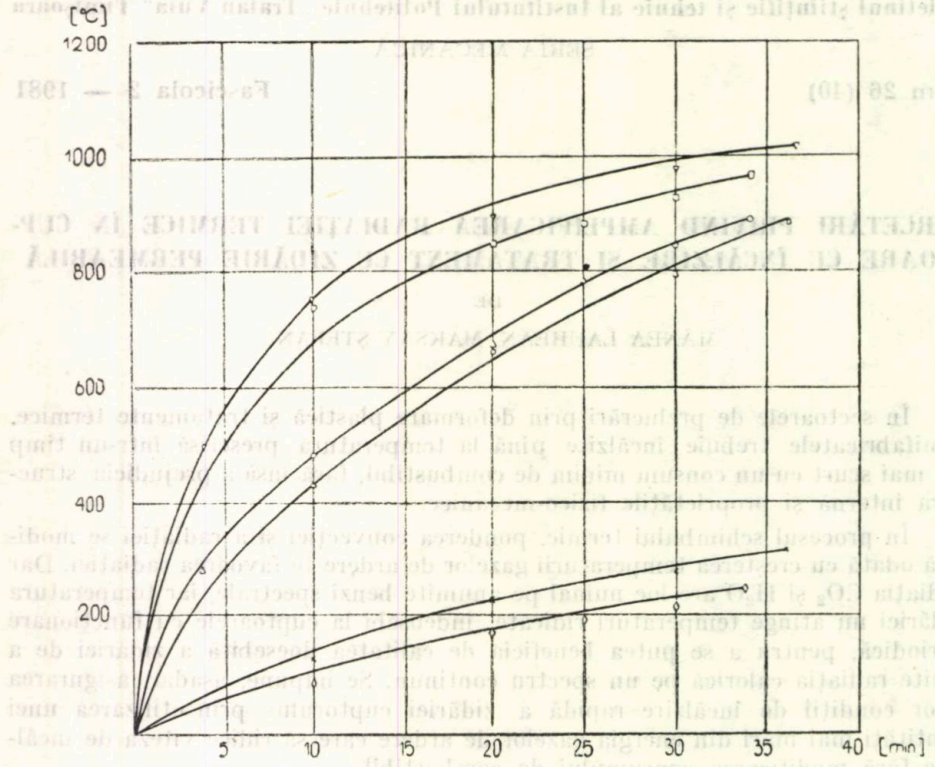


Fig. 1. Viteza de încălzire cu zidărie permeabilă tip I și II :
△ temperatura probei cu zidărie permeabilă tip I;
○ temperatura probei cu zidărie permeabilă tip II;
▽ temperatura peretelui permeabil tip I;
▣ temperatura peretelui permeabil tip II;
OX temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator (zidărie tip I și II).

Soluția ecuației conducției

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial t}{\partial r}\right), \tag{1}$$

cu condiția limită

$$t\Big|_{r=R} = \varphi(\tau), \tag{2}$$

și condiția inițială

$$t\Big|_{\tau=0} = 20\ ^\circ\text{C}, \tag{3}$$

este

$$t = \varphi(\tau) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n(\tau)\, I_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right), \tag{4}$$

μ_n fiind soluția ecuației

Notații

t – temperatura [°C],

r – raza curentă a cilindrului [m],

τ — timpul [s],

a — difuzibilitatea termică [m^2/s],

I_0, I_1 — funcţia Bessel de ordinul 0 respectiv 1.

$$I_0(\mu_n)=0, \tag{5}$$

iar

$$A_n=-\frac{2}{\mu_n I_1(\mu_n)}\, e^{-B_n\tau}\int_0^{\tau} e^{B_n\tau}\cdot\varphi(\tau)\cdot d\tau \tag{6}$$

unde

$$B_n=\mu_n^2\frac{a}{R^2}\cdot \tag{7}$$

În figura 2 este reprezentată variaţia temperaturii pe suprafaţa probei şi în centrul ei, atît cea determinată teoretic cît şi cea experimentală.

După cum se constată din figură, temperatura măsurată în centrul probei nu diferă decît puţin de cea determinată teoretic, rezultînd că pentru stabilirea cîmpului de temperaturi în semifabricate nu mai este necesară introducerea termoelementului în centru, rezultatele teoretice fiind concludente.

Cu privire la experimentările efectuate cu tipul II de cărămizi permeabile, se pote concluziona că numărul şi diametrul orificiilor influenţează procesul de încălzire (fig. 3), cărămizile de tipul II amplificînd mai mult radiaţia.

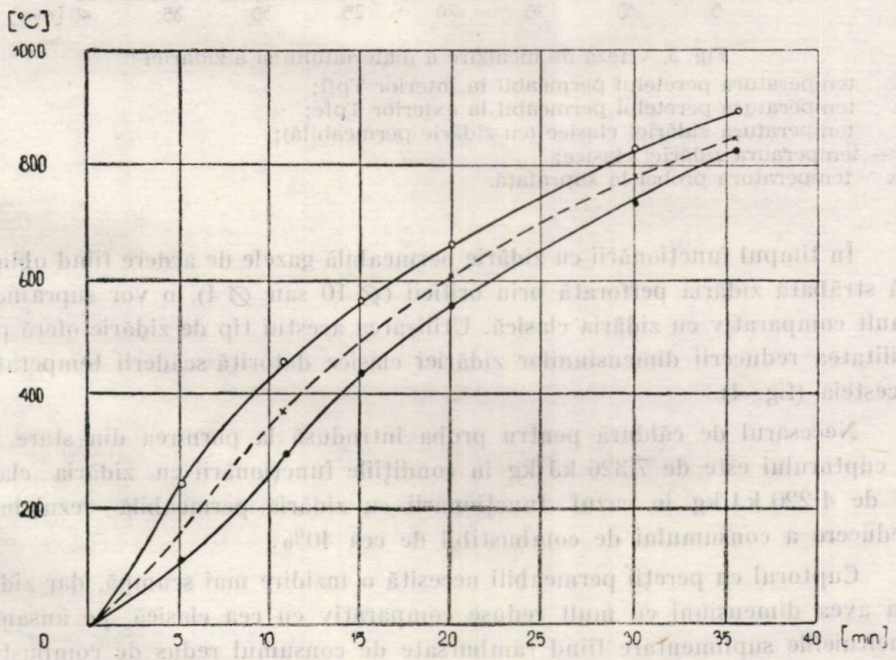


Fig. 2. Viteza de încălzire a probei :

○ temperatura la suprafaţă;

● temperatura în centru;

x temperatura teoretică în centru.

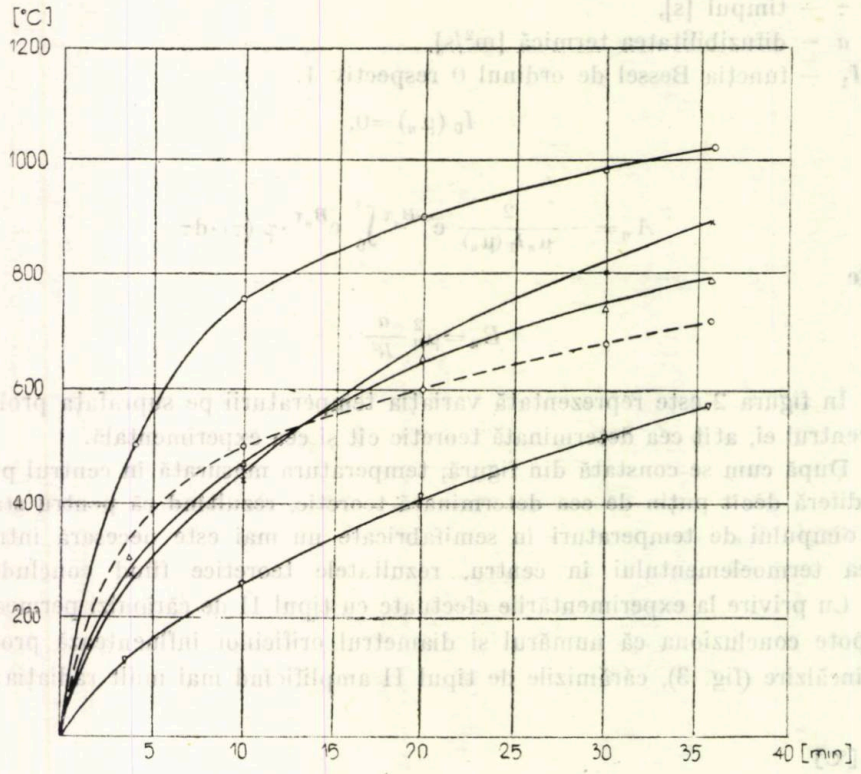


Fig. 3. Viteza de încălzire a materialului și a zidăriei :
○ temperatura peretelui permeabil la interior Tpfi;
△ temperatura peretelui permeabil la exterior Tpfe;
▽ temperatura zidăriei clasice (cu zidărie permeabilă);
○-- temperaura zidăriei clasice;
x temperatura probei la suprafață.

În timpul funcționării cu zidărie permeabilă gazele de ardere fiind obligate să străbată zidăria perforată prin orificii (⌀ 10 sau ⌀ 4), o vor supraîncălzi mult comparativ cu zidăria clasică. Utilizarea acestui tip de zidărie oferă posibilitatea reducerii dimensiunilor zidăriei clasice datorită scăderii temperaturii acesteia (fig. 4).

Necesarul de căldură pentru proba introdusă la pornirea din stare rece a cuptorului este de 7 326 kJ/kg în condițiile funcționării cu zidăria clasică și de 4 220 kJ/kg în cazul funcționării cu zidăria permeabilă rezultînd o reducere a consumului de combustibil de cca 40%.

Cuptorul cu pereții permeabili necesită o înzidire mai scumpă, dar zidăria va avea dimensiuni cu mult reduse comparativ cu cea clasică, pe ansamblu cheltuielile suplimentare fiind rambursate de consumul redus de combustibil.

Aceste experimentări de laborator, ce confirmă alte realizări similare pe plan mondial [2] vizînd un aspect al funcționării economice a cuptoarelor, constituie baza de plecare în aplicarea lor la scară industrială.

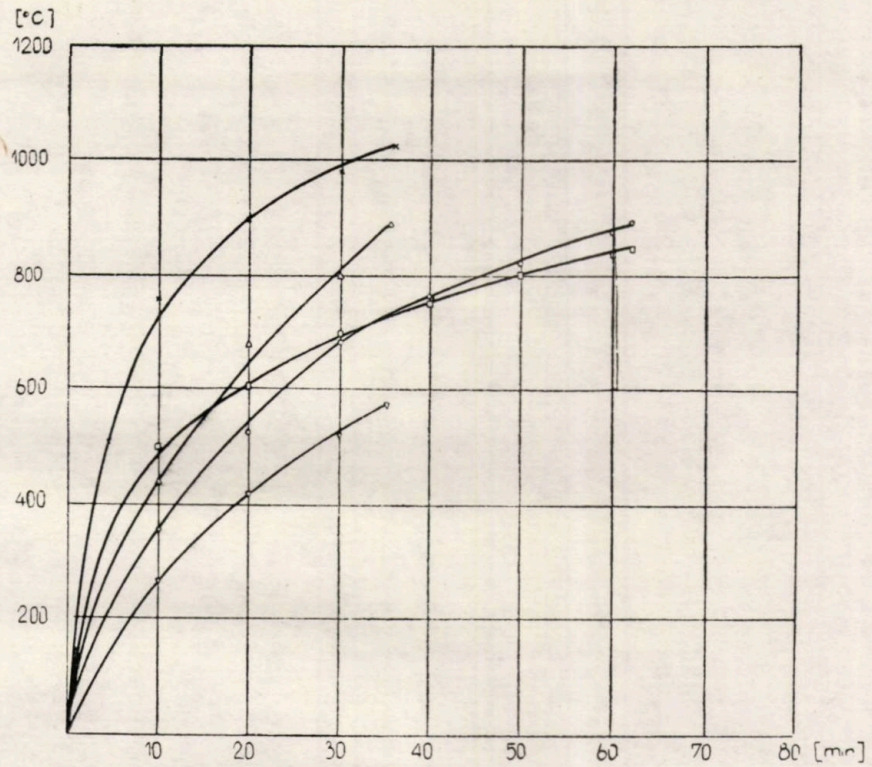


Fig. 4. Viteza de încălzire a probei și zidăriei :
○ temperatura probei (zidăria clasică);
■ temperatura zidăriei clasice;
△ tetmperatura probei (zidărie permeabilă);
x temperatura peretelui permeabil;
▽ temperatura zidăriei clasice (cu zidărie permeabilă).

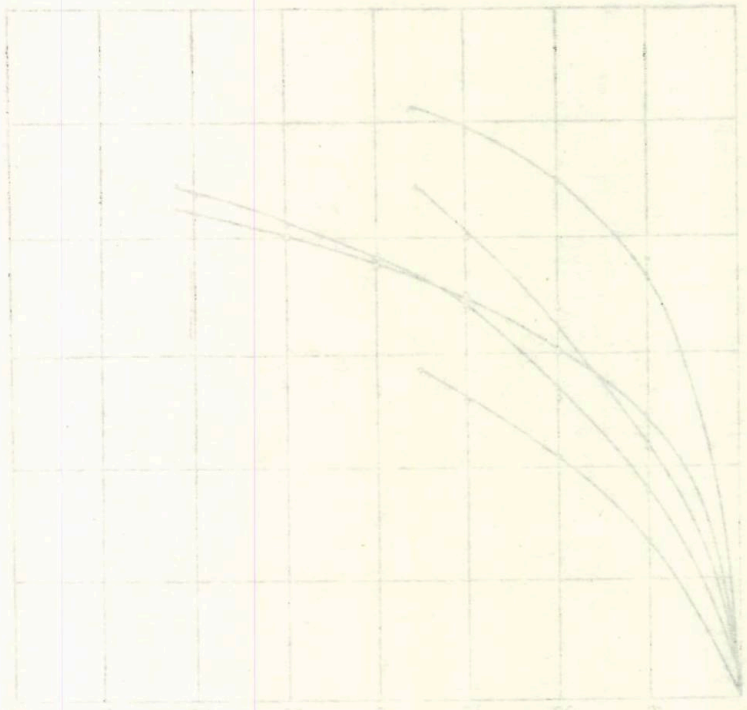
BIBLIOGRAFIE

1. Taiț N. I., Tehnologia încălzirii oțelului Metallurghizdat, 1958.
2. Brunklaus J. H., Der Industrieöfen mit innerer Rekuperation. Gaswärme 15/1966.

DES RECHERCHES CONCERNANT L'AMPLIFICATION DU RAYONNEMENT THERMIQUE DANS LES FOURS DE CHAUFFAGE ET DU TRAITEMENT THERMIQUE AVEC DES PAROIS PERMÉABLES

RÉSUMÉ

L'ouvrage analyse une modalité d'amplification du rayonnement thermique dans l'espace de travail du four à chauffyge et traitement thermique par surchauffage des parois perméables du four. L'application de cette méthode conduit à la réduction considérable de la consommation de combustible et à une flexibilité plus grande du fonctionnement des fours dans le régime transitoire.



Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

DETERMINAREA REPARTIŢIEI TENSIUNILOR DIN BIELA UNUI MOTOR DIESEL SUPRAALIMENTAT PRINTR-O METODĂ DE DISCRETIZARE

DE

T. RAICA, AL. CORNUT, G. GEORGESCU

1. Introducere.

În lucrare se prezintă rezultatele unui studiu, comparativ, analitic şi experimental privind repartiţia tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat. Biela are o construcţie rigidă a piciorului, secţiunea tijei în formă de dublu *T*, iar capul este secţionat cu un plan înclinat la 30° faţă de axa bielei.

Pentru determinarea tensiunilor din biela solicitată la întindere respectiv compresiune şi optimizarea formei s-au efectuat următoarele cercetări : studiul analitic al tensiunilor din bielă cu ajutorul calculatorului Felix C 256 şi optimizarea formei piciorului [1], determinarea tensiunilor prin electrotensometrie [2], determinarea repartiţiei tensiunilor prin metoda fotoelastică spaţială [2], [3], determinarea repartiţiei tensiunilor prin metoda elementelor finite, cu ajutorul programului SAP IV, [4].

2. Metoda elementului finit.

Analiza stării de tensiuni şi deformaţii pentru bielă prin metoda elementului finit s-a efectuat în şase etape : alegerea tipului de element finit, discretizarea structurii în elemente finite, alcătuirea matricei de rigiditate a elementului finit, asamblarea ecuaţiilor matriceale la nivelul întregii structuri, rezolvarea sistemului de ecuaţii pentru a obţine valorile deplasărilor nodurilor şi în final calculul deformaţiilor specifice şi a tensiunilor.

Pentru calculul tensiunilor s-a utilizat programul SAP IV, care efectuează automat etapele amintite în afară de alegerea tipului de element finit şi discretizarea structurii în elemente finite.

Schema bloc a programului SAP IV este prezentată în fig. 1.

Pentru discretizarea bielei s-a folosit un element plan, patrulater, cu 12 grade de libertate. Este un element complex, care permite să se realizeze o bună precizie a rezultatelor cu ajutorul unui număr relativ redus de elemente.

În fig. 2 se prezintă discretizarea bielei în elemente finite. Numărul elementelor este mai mare şi discretizarea mai deasă în zonele în care s-au pus în evidenţă concentratori de tensiune cu ajutorul fotoelasticităţii şi a electrotensometriei (zonele de racordare a tijei cu piciorul respectiv cu capul bielei). Numărul elementelor finite este de 192, iar numărul nodurilor 252.

În program s-au introdus date privind nodurile (coordonatele lor faţă de un sistem de referinţă ales arbitrar, codurile de blocaj ale deplasărilor şi roti-

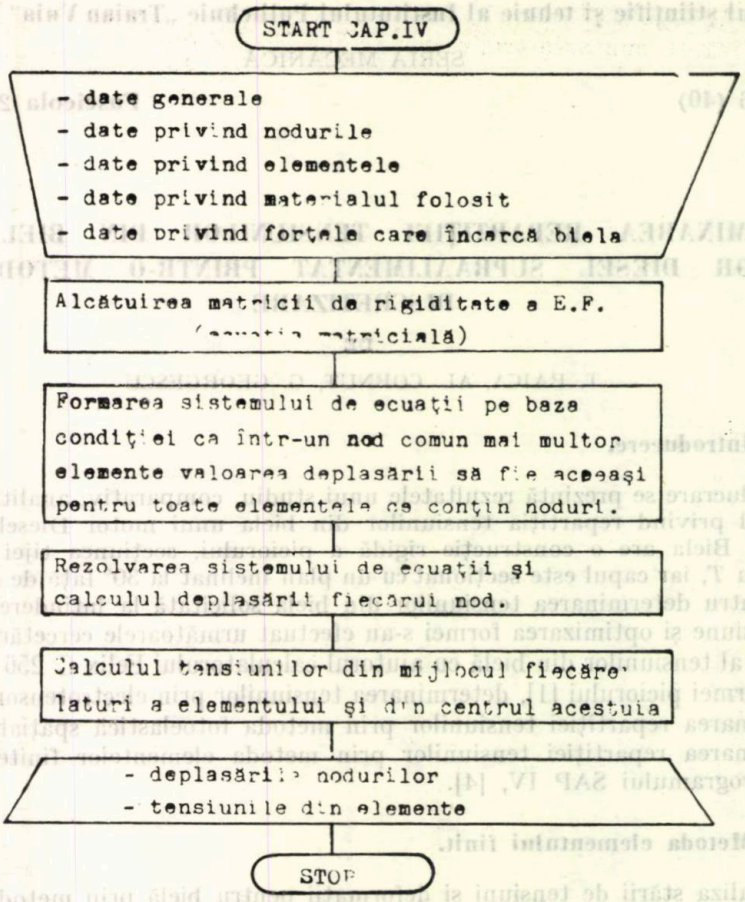


Fig. 1.

rilor), date privind elementul (nodurile care îl mărginesc, temperatura și presiunea pe o latură $i-j$ și grosimea), date privind materialele folosite (modulele de elasticitate, coeficientul lui Poisson, coeficientul de dilatare liniară).

S-au considerat două variante de încărcare a bielei : întindere sub acțiunea forței de inerție a grupului piston (F_t) și comprimare sub acțiunea forței maxime a gazelor (F_z).

Pentru solicitarea la întindere s-a considerat că forța (F_t) este uniform repartizată în nodurile (6...30) din jumătatea superioară a piciorului. Suma proiecțiilor pe verticală a forțelor (F_1) din noduri trebuie să fie egală cu (F_t), astfel că :

$$F_1 \sum_{\nu=0}^{\nu=12} \sin \nu\, 15° = F_t = 1\ 307 \text{ daN} \qquad (1)$$

și rezultă :

$$F_1 = \frac{F_t}{\sum_{\nu=0}^{\nu=12} \sin \nu\, 15°} = 172 \text{ daN} \qquad (2)$$

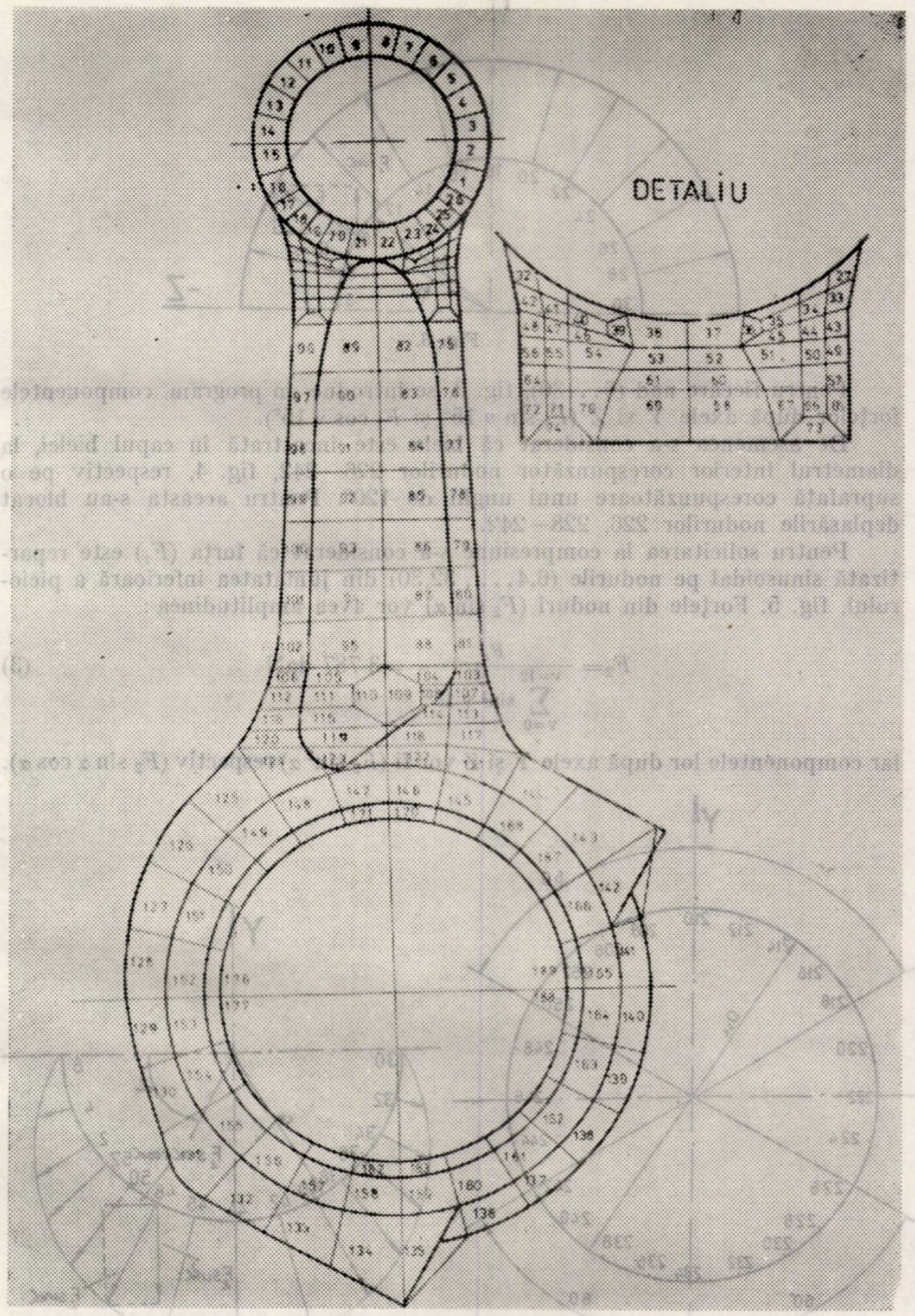


Fig. 2.

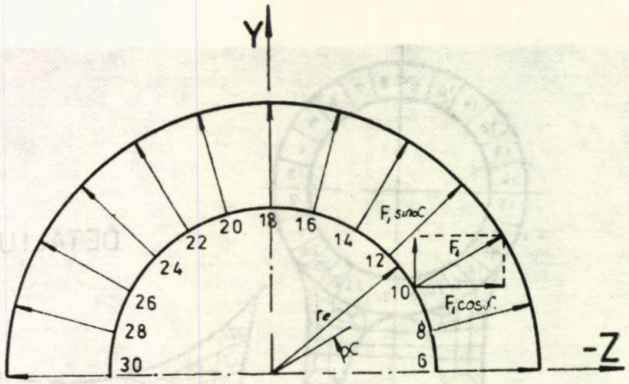


Fig. 3.

Pentru fiecare nod (6...30), fig. 3, se introduc în program componentele forțelor după axele Y și Z ($F_1 \sin \nu\, 15°$ și $F_1 \cos \nu\, 15°$).

De asemenea s-a considerat că biela este încastrată în capul bielei, la diametrul interior corespunzător nodurilor 226–242, fig. 4, respectiv pe o suprafață corespunzătoare unui unghi de 120°. Pentru aceasta s-au blocat deplasările nodurilor 226, 228–242.

Pentru solicitarea la compresiune s-a considerat că forța (F_z) este repartizată sinusoidal pe nodurile (6,4..., 32,30) din jumătatea inferioară a piciorului, fig. 5. Forțele din noduri ($F_2 \sin \alpha$) vor avea amplitudinea :

$$F_2 = \frac{F_z}{\sum_{\nu=0}^{\nu=12} \sin^2 \nu\, 15°} = 3\,787 \text{ daN} \qquad (3)$$

iar componentele lor după axele Y și Z vor fi ($F_2 \sin^2 \alpha$) respectiv ($F_2 \sin \alpha \cos \alpha$).

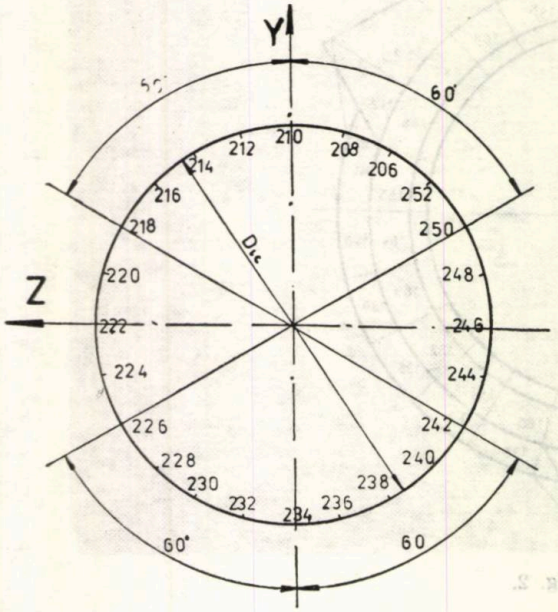


Fig. 4.

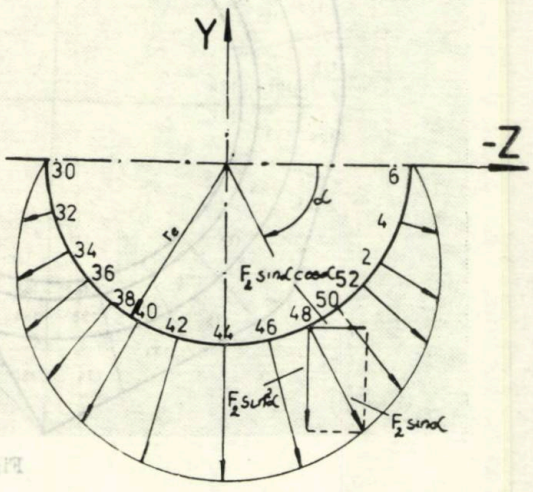


Fig. 5.

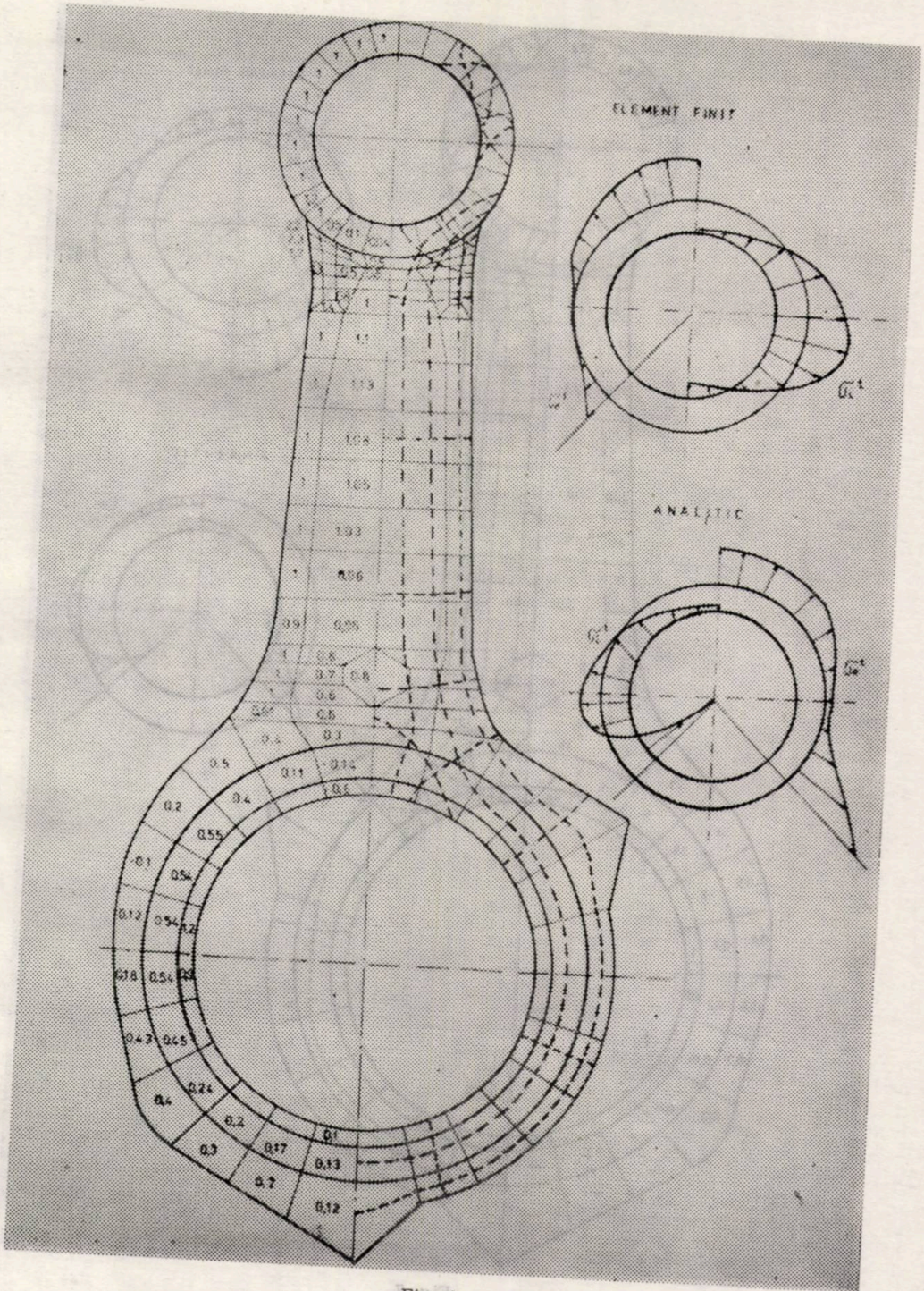


Fig. 6.

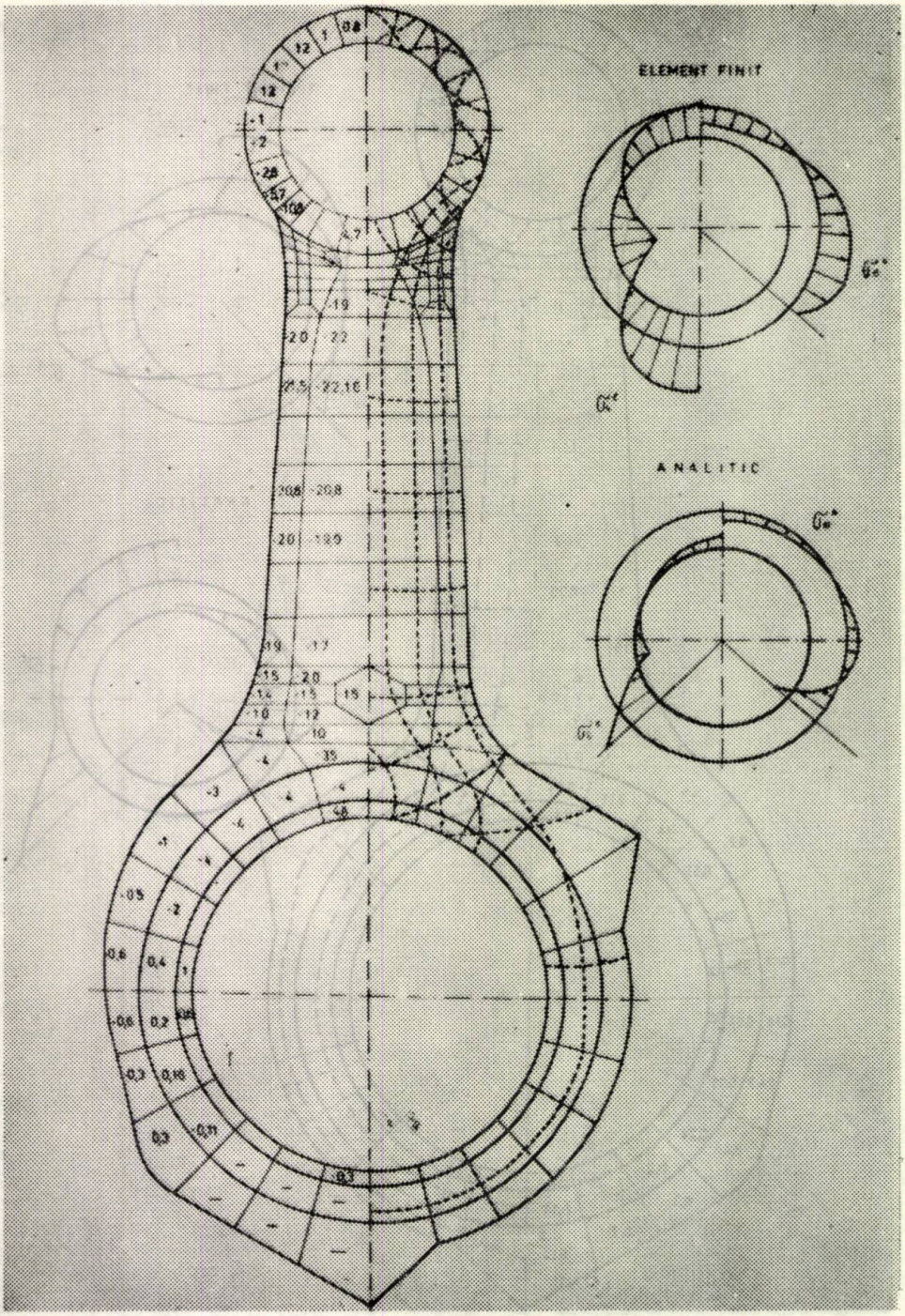


Fig. 7.

În acest caz biela se consideră încastrată pe suprafața superioară a diametrului interior al capului corespunzătoare unui unghi de 120°, astfel că s-au blocat deplasările nodurilor 218, 216, ..., 252 și 250.

3. Interpretarea rezultatelor.

Rezultatele furnizate de programul de calcul SAP IV cuprind:

– deplasările absolute ale nodurilor,

– tensiunile din centrul elementelor și de la mijlocul fiecărei laturi și unghiul de rotire al direcției tensiunii maxime față de un sistem ales astfel: pentru centrul elementului sistemul de axe coincide cu cel ales pentru determinarea coordonatelor nodurilor, iar pentru tensiunile de la mijlocul laturii sistemul are una din axe paralelă cu latura respectivă.

3.1. *Solicitarea la întindere.* Forma axial simetrică a bielei și încărcarea ei simetrică au făcut ca tensiunile din două elemente omoloage să fie aproximativ egale, astfel că în fig. 6 s-au reprezentat pentru o jumătate de bielă valorile tensiunilor, iar pentru cealaltă jumătate curbele izostatice.

Pentru tensiuni au rezultat în general valori reduse (sub 300 daN/cm^2), datorită valorii mici a forței de inerție a grupului piston.

Pentru piciorul bielei s-a urmărit și variația tensiunilor în fibrele interioare, respectiv exterioare, variație ce corespunde cu cea determinată prin metoda analitică. Tensiunea maximă s-a obținut pentru fibra interioară pentru elementul 2 respectiv 15, aflat la 100°, ceea ce corespunde cu rezultatele obținute prin metoda fotoelastică [3]. De asemenea se constată valori relativ mari în zona de racordare picior-tijă, în fibra exterioară a elementului 33 respectiv 42.

3.2. *Solicitarea la compresiune.* Din fig. 7 se observă că variația tensiunilor în fibrele interioare, respectiv exterioare, corespunde cu cea determinată prin metoda analitică. Valoarea maximă a tensiunii s-a obținut în zona de racordare dintre picior și tijă, în fibra exterioară a elementului 33 respectiv 42 (3 100 daN/cm^2). În secțiunile mediane ale tijei tensiunea a fost de 2 200 daN/cm^2.

Atît pentru solicitarea la întindere cît și pentru compresiune tensiunile din capul bielei au valori mult mai mici decît în restul elementelor bielei.

4. Concluzii.

– Rezultatele obținute cu metoda elementelor finite oferă un tablou mult mai vast asupra repartiției tensiunilor din bielă, comparativ cu celelalte metode utilizate.

– Rezultatele obținute cu metoda elementelor finite privind fibrele mai solicitate ale bielei corespund cu rezultatele obținute cu celelalte metode, zona de racordare dintre picior și tije fiind cea mai solicitată.

BIBLIOGRAFIE

1. Raica T., Petendra E., Studiul analitic al eforturilor din biela unui motor Diesel supraalimentat. Bul. științ. și tehn., Institutul politehnic „Traian Vuia" Timișoara, F. 1/1978.

2. Raica T., Kasztel O., Petendra E., Studiul experimental al eforturilor din biela unui motor Diesel supraalimentat, Bul. științ. și tehn., Institutul polit. „Tr. Vuia", Timișoara, F. 1/1978.

3. Raica T., Kasztel O., Studiul tensiunilor din biela unui motor Diesel supraalimentat. Simpozion II tensometrie, Cluj-Napoca, 1980.
4. * * * A general structural Analyses Program SAP IV, Universiti of California, Berkley, 1971.

BESTIMMUNG DER SPANNUNGSVERTEILUNG IN DER PLEUEL EINES AUFGELADENEN DIESELMOTORS DURCH DIE METHODE DER FINITEN-ELEMENTEN

KURZFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse des analytischen und experimentellen Vergleichsstudium, ausgeführt auch mit der Methode der Finiten-Elemente, in bezug auf die Spannungsverteilung in der Pleuel eines aufgeladenen Dieselmotors, wiedergegeben. Die erhaltenen Ergebnisse mit verschiedenen Methoden zeigen einen guten Einklang, doch die Ergebnisse die man mit der Methode der Finiten-Elemente erhielt geben uns ein genaueres Bild über die Spannungsverteilung in verschiedenen Querschnitten der Pleuel.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

CU PRIVIRE LA CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE ŞI A CICLULUI REAL ÎN VEDEREA OPTIMIZĂRII FUNCŢIONALE PENTRU UN MOTOR DIESEL DE MIC LITRAJ CU ANTECAMERA

DE

NEGREA V. D., CHIRA D., POPA M.

1. Introducere.

Obţinerea unor motoare competitive, atît din punct de vedere tehnico-economic, cît şi calitativ implică un volum mare de încercări pe standul de probe, cu consum substanţial de energie, forţă umană şi materială, înaintea punerii lor în fabricaţie de serie şi chiar a omologării.

În condiţiile actuale, cînd se pune cu tot mai multă acuitate problema economisirii energiilor primare şi mai ales a carburanţilor, este foarte important ca moarele cu ardere internă să fie caracterizate de realizarea unor indici de performanţă cît mai ridicaţi. Se are în vedere în acest sens majorarea puterii, reducerea consumului specific, fiabilitate şi siguranţă în exploatare, reducerea noxelor poluante.

Realizarea acestor deziderate este determinată printre altele şi de alegerea corectă a fazelor de distribuţie, operaţie laborioasă care poate fi realizată încă din faza de proiectare, prin modelarea matematică complexă a ciclului real de funcţionare al motorului.

Optimizarea distribuţiei are efecte asupra procesului de umplere, în ansamblul procesului de schimb de gaze, acesta condiţionînd în măsură însemnată performanţele motoarelor cu ardere internă, deoarece cantitatea de încărcătură proaspătă determină cantitatea de energie termică ce se introduce în cilindrul motor, prin urmare şi puterea şi consumul de combustibil, iar condiţiile în care este asigurată evacuarea gazelor arse caracterizează nemijlocit proporţia de energie termică pierdută prin eşapare şi gradul de purificare al cilindrului în vederea unei umpleri ulterioare corespunzătoare.

Pornindu-se de la parametrii geometrici şi indicii funcţionali ai motorului, pe baza unui program de calcul complex, ce vizează descrierea ciclului real cu ajutorul calculatorului electronic numeric, se optimizează epura de distribuţie pentru un tip de came date şi tip de ţevărie dată, în ipoteza curgerii în regim staţionar pe tubulatura de distribuţie.

2. Consideraţii privind modelul matematic al calculului ciclului real şi al procesului de ardere.

Calculele de optimizare funcţională a motoarelor cu ardere internă presupun determinarea stării şi a cantităţii fluidului motor din cilindru şi din afara acestuia în orice moment al ciclului de funcţionare.

Calculul proceselor termo-gazodinamice din cilindru, a procesului de comprimare, a procesului de ardere, a procesului de destindere şi a procesului

de schimb de gaze, are la bază ecuațiile diferențiale ale conservării energiei și masei, a căror rezolvare prin metode numerice, cînd sînt luate în considerare toate fenomenele reale ce au loc, presupune folosirea unor date adoptate din literatura de specialitate după construcții similare motorului cercetat.

Din totalitatea metodelor de calcul adoptate cu ocazia elaborării programului, în cele ce urmează se va descrie spre exemplificare partea de program ce privește procesul de ardere.

Relația care descrie procesul de ardere este ecuația de bilanț energetic scrisă sub forma :

$$\left(\frac{\Delta U}{\Delta\alpha}\right)_i = -p_i\left(\frac{\Delta V}{\Delta\alpha}\right)_i - \left(\frac{\Delta Q_p}{\Delta\alpha}\right)_i + H_i\left(\frac{\Delta G_c}{\Delta\alpha}\right)_i \qquad (1)$$

unde :

ΔU este variația energiei interne a fluidului din cilindru în intervalul de timp $(i\,;\ i+1)$, pentru un unghi de rotire al arborelui cotit $\Delta\alpha$ ales suficient de mic ;

p_i — presiunea din cilindru la începutul intervalului ;

ΔV — variația volumului camerei de ardere corespunzătoare variației unghiului $\Delta\alpha$ și al unghiului de rotire al arborelui cotit α_i corespunzător momentului considerat ;

ΔQ_p — variația cantității de energie sub formă de căldură schimbată de fluidul motor cu pereții camerei de ardere ;

H_i — puterea calorifică inferioară a combustibilului ;

ΔG_c — cantitatea de combustibil injectată în intervalul considerat.

Din examinarea relației (1) se desprinde ideea că soluționarea ecuației impune cunoașterea caracteristicii de ardere $\left(\frac{\Delta G_c}{\Delta\alpha}\right)_i$, întrucît pentru celelalte mărimi există date în literatura de specialitate, date care și-au primit deja consacrarea.

Deoarece adoptarea acestei caracteristici are influența hotărîtoare asupra veridicității calculului, iar stabilirea sa prezintă un grad mare de dificultate în descrierea procesului de ardere se vor face cu predilecție referiri la aceasta.

Pentru calculul procesului de ardere se folosește legea de ardere de tip Viebe, ținînd cont de faptul că fenomenul are loc mai întîi în camera de preardere.

Combustibilul este injectat treptat în camera de preardere, dar arderea nu decurge concomitent cu injecția. Se ia în considerare astfel, elementul caracteristic al arderii în m.a.c. și anume faptul că viteza de ardere efectivă rămîne în urma injecției, mai ales în prima parte a procesului de ardere.

Este de menționat că atît în camera de preardere cît și în cilindru, arderea propriu-zisă se desfășoară fenomenologic după aceleași legi.

În calculul arderii în m.a.c. este necesară să se pornească de la o lege de injecție bine determinată. Pentru aceasta este necesar să se cunoască cel puțin două elemente ale legii de injecție și anume : durata injecției $\alpha_f - \alpha_i$ și cantitatea de combustibil injectată în perioada întîrzierii la autoaprindere x_{jd}, avansul la injecție fiind de asemenea cunoscut.

Cantitatea de combustibil injectată în perioada întîrzierii la autoaprindere este calculată de calculator cu relația :

$$x_{jd} = 0{,}9\,\frac{\alpha_{aa} + \Delta\alpha}{\alpha_f - \alpha_i} \qquad (2)$$

întîrzierea la autoaprindere fiind dată de relația :

$$\alpha_{aa}=0{,}44\cdot 6\cdot n\cdot \frac{e^{\frac{4650}{T_{i+1}}}}{p_{i+1}^{1{,}19}}\cdot 10^{-3}. \tag{3}$$

Pentru precizarea legii efective de ardere, în vederea calculării stării și cantității de fluid angajată în procesul de ardere, este necesară cunoașterea constantei cinetice K și a exponentului cinetic m. Exponentul cinetic m se obține prin rezolvarea pe calculator cu ajutorul unei metode numerice a ecuației:

$$\left(\frac{\xi_t}{\xi_d}\right)^m=\frac{6{,}9\,(m+1)}{1{,}05\,(x_{jd}-0{,}05)\,\xi_{et}} \tag{4}$$

unde :

ξ_t este durata totală a procesului de ardere ;

ξ_d — durata corespunzătoare momentului d (d este punctul de desprindere al curbei de ardere).

Cunoscînd exponentul m se poate calcula valoarea constantei cinetice K din relația :

$$K=1{,}05\,(x_{jd}-0{,}05)\,\frac{1}{\xi_d^m}\cdot \tag{5}$$

Valorile lui m și K astfel determinate cu ajutorul unui subprogram adecvat, rămîn aceleași ; subprogramul este ocolit în etapele următoare ale calculului.

Aplicînd relația lui Viebe, se obține viteza de ardere :

$$\left(\frac{\Delta x_e}{\Delta\xi}\right)_i=K\cdot\xi_i^m\cdot e^{-\frac{K}{m+1}\xi_i^{m+1}}. \tag{6}$$

Pentru prelucrarea acestei relații trebuie introdus ca parametru unghiul de rotire al arborelui cotit α

$$\left(\frac{\Delta x_e}{\Delta\xi}\right)_i=\frac{x_e}{\frac{\Delta\alpha}{\alpha_f-\alpha_i}} \tag{7}$$

de unde rezultă :

$$\left(\frac{\Delta x_e}{\Delta\alpha}\right)_i=\left(\frac{\Delta x_e}{\Delta\xi}\right)_i\cdot\frac{1}{\alpha_f-\alpha_i}\cdot \tag{8}$$

Cantitatea de combustibil arsă în cilindru pe intervalul elementar considerat este :

$$\left(\frac{\Delta G_c}{\Delta\alpha}\right)_i=G_c\left(\frac{\Delta x_e}{\Delta\alpha}\right)_i \tag{9}$$

deci

$$\left(\frac{\Delta G_c}{\Delta\alpha}\right)_i=G_c\left(\frac{\Delta x_e}{\Delta\xi}\right)_i\cdot\frac{1}{\alpha_f-\alpha_i} \tag{10}$$

unde :

$G_c=$ reprezintă cantitatea totală de combustibil introdusă în cilindru pe ciclu.

iar

$x_e=\frac{\Delta G_e}{G_e}$ reprezintă tocmai caracteristica de ardere.

Se calculează apoi valoarea exponentului adiabatic la stare gazului din cilindru, după relația Viebe, pentru a putea fi soluționată ecuația test de verificare a calculului.

$$x=1{,}259+\frac{76{,}7}{T_i}-\left(0{,}005+\frac{0{,}0372}{\lambda}\right)\frac{\xi}{\xi_t} \qquad (11)$$

unde :

$\xi=\frac{\alpha-\alpha_i}{\alpha_f-\alpha_1}$ — unghiul relativ convențional.

Arderea începe în camera de preardere, cu ajutorul unui subprogram adecvat testîndu-se intervalul în care arderea are loc aici. În acest sens se realizează trei teste :

1. Arderea are loc în camera de preardere atît timp cît se găsește aer.

2. Funcție de presiunea din camera de preardere, față de presiunea din cilindru, arderea are loc în aceste sau se continuă în cilindru.

3. După valoarea raportului de presiuni față de raportul critic, curgerea prin canalul dintre cameră și cilindru propriu-zis poate fi sub critică sau critică, într-un sens sau în altul.

În aceste condiții se calculează starea, compoziția și cantitatea de fluid motor din camera de preardere și din cilindru.

Pe baza unui test care are în vedere durata arderii, în cazul în care arderea nu s-a terminat , calculul se reia și se determină variația energiei interne, avînd în vedere deplasarea pistonului, cantitatea de căldură cedată la pereți și cea introdusă în ciclu prin ardere.

Se calculează temperatura și presiunea gazului din cilindru precum și cantitatea de încărcătură pentru 1° RAC, valorile determinate fiind înregistrate la imprimanta calculatorului.

De menționat că în ultimul interval de calcul al arderii ΔG_c devine nul pentru a nu mai interveni în relația ce servește la stabilirea variației energiei interne, precum și în relațiile folosite la stabilirea compoziției gazului pe durata procesului de schimb de gaze.

3. Interpretarea rezultatelor obținute.

Datele privind optimizarea epurii de distribuție pentru motorul cercetat, Diesel cu antecameră, obținute pe baza programului complex de calcul, prelucrat pe calculatorul electronic FELIX C 256 sînt prezentate în cele ce urmează.

Calculele s-au inițializat pentru următorii parametrii și mărimi principale :

Turația motorului	$n=4\,800$ rot/min.
Coeficientul excesului de aer	$\lambda=1{,}2$
Raportul de comprimare	$\varepsilon=22$
Cursa pistonului	$S=0{,}077$ m
Diametrul cilindrului	$D=0{,}076$ m
Raza manivelei	$r=0{,}0385$ m
Lungimea bielei	$l_b=0{,}128$ m.

Distribuția motorului
Unghiul de deschidere al supapei de admisiune
UDA — parametru de optimizare — vezi fig. 1
Unghiul de deschidere al supapei de evacuare

UDE – parametru de optimizare – vezi fig. 1
Unghiul de închidere al supapei de admisiune
UIA – 242 °RAC
Unghiul de închidere al supapei de evacuare
UIE – 740 °RAC.

Calculul de optimizare s-a efectuat pentru 16 variante de epuri de distribuție proprii aceluiași profil de camă. Variantele ciclurilor reale evaluate se disting prin unghiul de deschidere al admisiunii UDA și al evacuării UDE, unghiuri ce sînt prezentate în fig. 1. Din observarea figurii reiese și modul de simbolizare a variantelor. Astfel, varianta III_2 este caracterizată de următoarea epură de distribuției: UDA=674 °RAC și UDE=464 °RAC.

Optimizarea gazodinamicii motorului testat s-a efectuat prin urmărirea variației cantității de încărcătură rămase în cilindru și a randamentului indicat funcție de UDA și UDE.

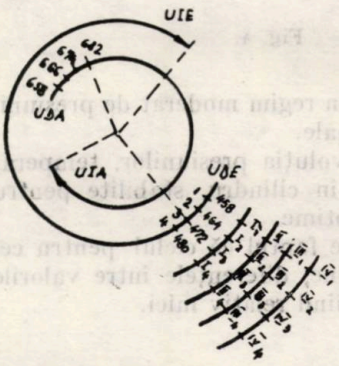


Fig. 1.

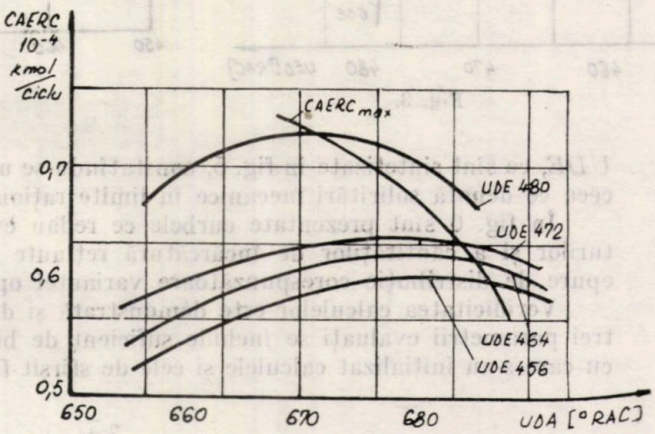


Fig. 2.

Fig. 2 ce prezintă valorile cantităților de încărcătură reținută în cilindru dovedește că situațiile cele mai favorabile din acest punct de vedere sînt proprii pentru UDA plajei 670–685 °RAC respectiv pentru UDE valorii de 480 °RAC.

Figura 3 pune în evidență faptul că valorile randamentului indicat maxim se obțin pentru UDE corespunzător plajei de valori 470–480 °RAC respectiv pentru UDA corespunzătoare plajei de valori 474–682 °RAC.

În fig. 4 sînt reprezentate curbele de randament maxim și de cantitate maximă de încărcătură reținută în cilindru funcție de UDA și UDE. Punctul de intersecție dintre cele două curbe prin coordonatele sale determină epura de distribuție optimă și anume:

UDA opt=681 °RAC
UDE opt=470 °RAC.

De menționat că la imprimanta calculatorului se înregistrează și datele necesare descrierii variației presiunii medii indicate în funcție de UDA și

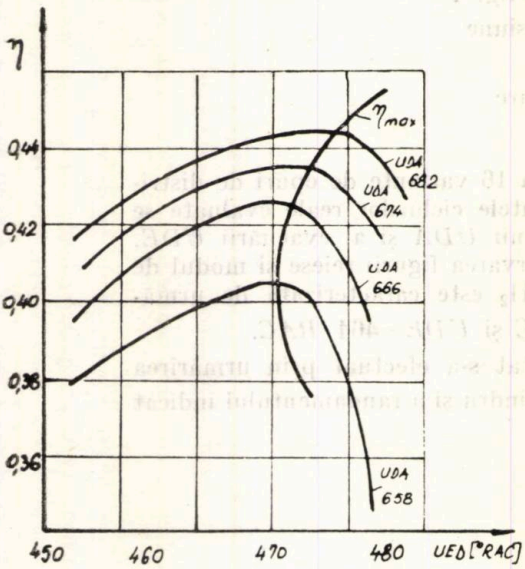


Fig. 3.

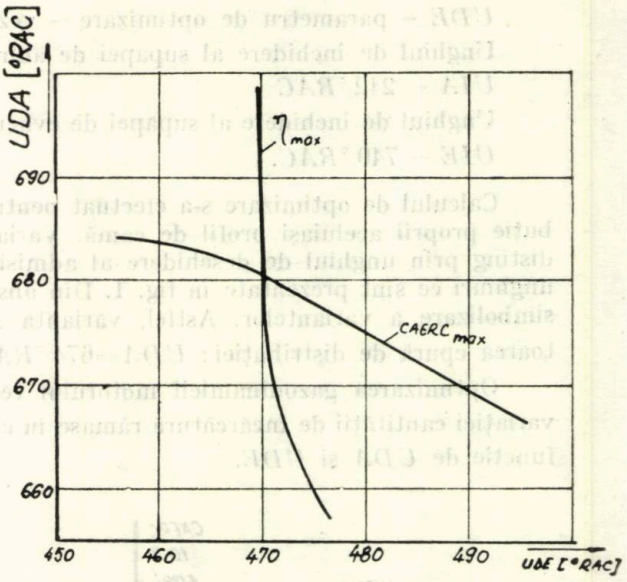


Fig. 4.

UDE, ce sînt sintetizate în fig. 5, constatîndu-se un regim moderat de presiuni, ceea ce denotă solicitări mecanice în limite raționale.

În fig. 6 sînt prezentate curbele ce redau evoluția presiunilor, temperaturilor și a cantităților de încărcătură reținute în cilindru, stabilite pentru epure de distribuție corespunzătoare variantei optime.

Veridicitatea calculelor este demonstrată și de faptul că ciclul pentru cei trei parametrii evaluați se închide suficient de bine, diferențele între valorile cu care s-au inițializat calculele și cele de sfîrșit fiind relativ mici.

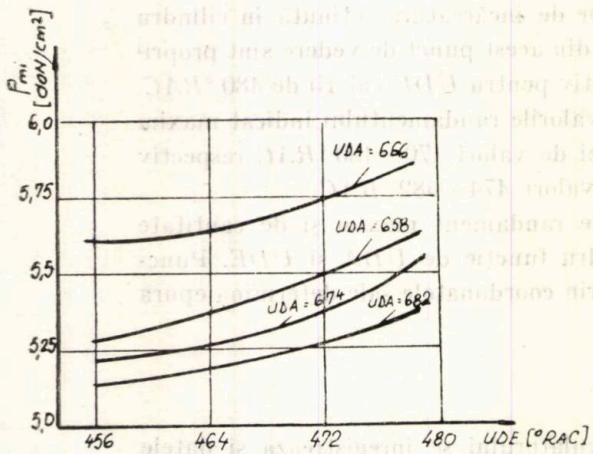


Fig. 5.

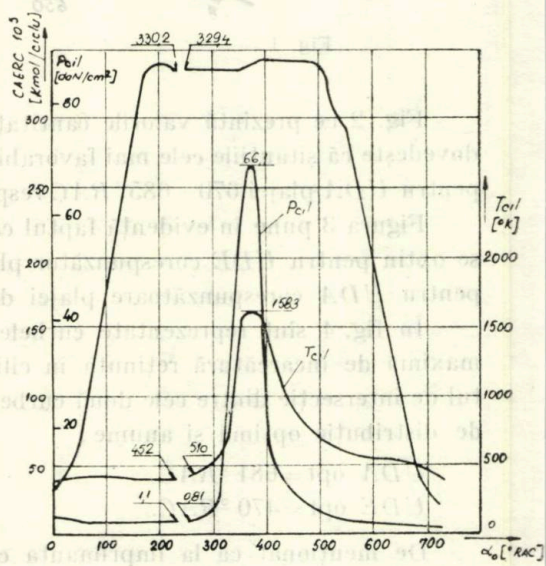


Fig. 6.

În legătură cu evaluarea procesului de ardere în cele ce urmează vom analiza rezultatele obținute pentru varianta optimă de distribuție cu privire la desfășurarea arderii în camera de ardere și preardere urmărind cele două curbe ale evoluțiilor presiunilor prezentate în fig. 7. Se observă că în timpul comprimării, presiunea din camera de preardere, p_{CA}, rămîne inferioară celei din cilindru, p_{cil}, ca urmare a pierderilor la trecerea prin orificiile de separare a celor două camere, pînă în momentul corespunzător punctului d (momentul desprinderii), în care datorită aprinderii și arderii, p_{CA} crește puternic. Diferențele de presiune $p_{CA}-p_{cil}$ produc expulzarea (debușarea) gazelor din camera de preardere în cilindru. După trecerea violentă în cilindru și arderea în acesta, presiunea din camera de preardere scade, cea din cilindru crescînd. Ca urmare diferența de presiune $p_{CA}-p_{cil}$ se micșorează în cilindru și în starea „a" se anulează, ceea ce se traduce prin frînarea și oprirea trecerii fluidului motor din camera de preardere în cilindru. Datorită mișcării pistonului în cursa de destindere, presiunea gazelor din cilindru scade, astfel încît, în starea „b" se stabilește egalitatea presiunilor, iar mai departe presiunea din camera de preardere este superioară celei din cilindru determinînd continuarea expulzării gazelor și deci a arderii în cilindru.

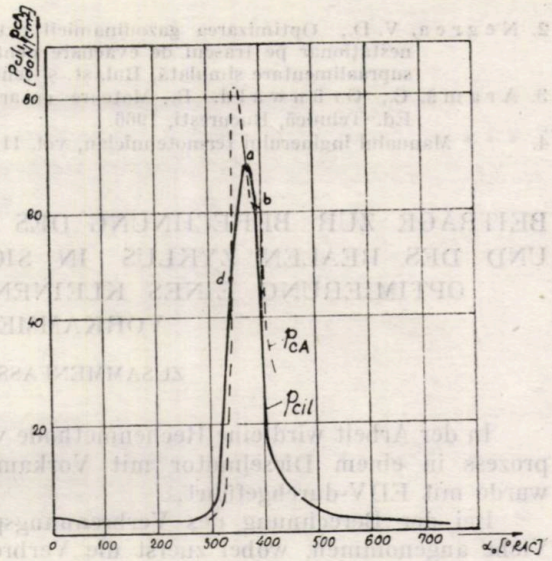


Fig. 7.

4. Concluzii.

Menționăm în concluzie că datele obținute la calculator și anume $UDA_{opt}=681\,°RAC$ și $UDE=470\,°RAC$, orientează constructorul în legătură cu varianta optimă de epură de distribuție reducînd astfel volumul încercărilor la standul de probe, unde urmează de fapt a fi dat verdictul final.

Este de subliniat că datorită lipsei unui model experimental de referință, datele de calcul obținute trebuie acceptate ca atare.

În ipoteza existenței cel puțin a unei curbe de ardere, ridicată la standul de încercări, evaluînd în regim cuasistaționar procesele de curgere din tubulatura de distribuție, ar putea fi stabilite prin calcul variante optime de came și epuri de distribuție pentru diferite arhitecturi ale țevăriei de admisiune și evacuare.

BIBLIOGRAFIE

1. Negrea, V. D., Puri, G. Belei, A. Posibilități de evaluare termodinamică a unui m.a.c. cu ajutorul calculatorului electronic numeric, Bul. șt. și tehnic I.P,T. Tom. 16 (30) 1971.

2. N e g r e a, V. D., Optimizarea gazodinamicii exterioare în condiţiile curgerii înregi m nestaţionar pe traseul de evacuare pentru un motor diesel în patru timpi cu supraalimentare simulată, Bul. şt. şi tehn. I.P.T., Tom 25 (39), fasc. 1/80.
3. A r a m ă, C., G r ü n w a l d. B., Motoare cu ardere internă, procese şi caracteristici., Ed. Tehnică, Bucureşti, 1966.
4. * * * Manualul inginerului termotehnician, vol. II, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1966.

BEITRÄGE ZUR BERECHNUNG DES VERBRENNUNGSPROZESSES UND DES REALEN ZYKLUS IN SICHT DER FUNKTIONELLEN OPTIMIERUNG EINES KLEINEN DIESELMOTORS MIT VORKAMMER

ZUSAMMENFASSUNG

In der Arbeit wird eine Rechenmethode vorgestellt die dem Verbrennungsprozess in einem Dieselmotor mit Vorkammer entspricht Die Berechnung wurde mit EDV-durchgeführt.

Bei der Berechnung des Verbrennungsprozesses wurde das Gesetz von Viebe angenommen, wobei zuerst die Verbrennung in der Vorkammer stattfindet und dann wegen der hohen Temperatur und dem hohen Druck in die Hauptkammer verlegt wird.

Es werden Elemente bezüglich der Berechnung des realen Zyklus angegeben und Werte angeführt die der Optimierung der Gaschselfasen entsprechenw obei stationäre Strömmungsverhältnise in den Leitungen angenommen wurden.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

EXTINDEREA CRITERIULUI DE STABILITATE A SISTEMELOR HIDRAULICE DE POMPARE

DE
MIRCEA BĂRGLĂZAN

Notaţii.

A_{ij} — coeficienţii sistemului
g — acceleraţia graviaţională
H_P — înălţime de pompare
H_{rt} — sarcina reţelei hidraulice
l — lungimea traseului hidraulic prin pompă
I — matricea unitate
J — momentul de inerţie al părţilor rotitoare ale motopompei
M_a — momentul mecanic de antrenare al motorului
M_r — momentul hidraulic rezistent al pompei
n — viteza unghiulară rad/s
Q — debitul volumic
S — aria transversală caracteristică
t — timpul
V_P — volumul interior al pompei
λ — parametru
ρ — densitatea fluidului

Indici :

o — iniţial
e — ieşire
i — intrare.

Un sistem hidraulic se consideră stabil dacă dintr-o stare staţionară sau autonomă de echilibru o perturbaţie mică îl conduce la o modificare amortizată în timp a variaţiei mărimilor caracteristice.

Sistemele hidraulice au o oarecare afinitate spre o funcţionare nestabilă. Pentru ca un sistem hidraulic să devină nestabil sînt necesare următoarele condiţii : fluidul să poată dezvolta o mişcare oscilatorie, să existe o parte a sistemului care să reţină sau să restituie energia potenţială sub formă de poziţie sau de presiune (adică să fie prezente forţe elastice) şi de asemenea să existe un element care să iniţializeze sau să transmită periodic impulsuri sau vibraţii de frecvenţă constantă [2, 5].

Instabilităţile sistemelor de pompare se pot asocia unor regimuri de bază tranzitorii sau staţionare. Într-o pompă hidraulică funcţionînd cu lichid, dar mai ales cu mediu bifazic (de ex. apă-aer) sau în cavitaţie atunci cînd pereţii solizi ai conductoarelor şi recipienţilor amonte sau aval de pompă sînt elastici, dacă apar vibraţii ale organelor de reglare a debitului (precum vane, palete) sau ale părţilor mobile ale pompei (de ex. rotorul, paletele) se întrunesc condiţii

pentru o funcționare nestabilă. Situația clasică de nestabilitate apare atunci cînd punctul de funcționare al sistemului se găsește în domeniul cu pantă pozitivă al curbei caracteristice a pompei $H_P(Q)$ și dacă curba caracteristică a rețelei hidraulice $H_{rt}(Q)$ este moale (cu caracter capacitiv) avînd rezervoare cu suprafața liberă la refulare [4].

În cadrul încercărilor energetice și cavitaționale ale unor pompe s-au înregistrat regimuri nestabile de funcționare și în afara situației clasice amintită anterior [7]. Astfel măsurătorile energetice efectuate asupra pompelor de tipul *PCN* 80-200 ; *P*-400 și *Brateș*-250 au evidențiat unele regimuri nestabile de funcționare prin înregistrarea fluctuațiilor unor mărimi caracteristice.

Pe baza celor prezentate în [1, 3, 6] se va dezvolta un model de studiu al stabilității unei pompe funcționînd împreună cu o rețea hidraulică. Se va considera mașina multiparametrică și mediul vehiculat bifazic iar tratarea se va face într-o aproximație liniară.

Aplicînd ecuația transferului de energie prin pompă în regim nestaționar rezultă relația :

$$\frac{l}{gS}\cdot\frac{dQ}{dt}=H_P-H_{rt} \tag{1}$$

Ținînd cont de funcțiile $H_P(Q, n, \rho)$ și $H_{rt}(Q, \rho)$ pentru abateri mici de la regimul inițial de echilibru se obține :

$$\frac{l}{gS}\frac{dQ}{dt}=\left.\frac{\partial H_P}{\partial Q}\right|_0\cdot\Delta Q+\left.\frac{\partial H_P}{\partial n}\right|_0\cdot\Delta n+\left.\frac{\partial H_P}{\partial \rho}\right|_0\cdot\Delta\rho-\left.\frac{\partial H_{rt}}{\partial Q}\right|_0\cdot\Delta Q-\left.\frac{\partial H_{rt}}{\partial \rho}\right|_0\cdot\Delta\rho. \tag{2}$$

Ecuația echilibrului dinamic al maselor rotitoare se exprimă prin :

$$J\frac{dn}{dt}=M_a-M_r. \tag{3}$$

Știind că $M_a(n)$ și $M_r(Q, n, \rho)$, rel. (3) devine :

$$J\frac{dn}{dt}=\left.\frac{\partial M_a}{\partial n}\right|_0\cdot\Delta n-\left.\frac{\partial M_r}{\partial Q}\right|_0\cdot\Delta Q-\left.\frac{\partial M_r}{\partial n}\right|_0\cdot\Delta n-\left.\frac{\partial M_r}{\partial \rho}\right|_0\cdot\Delta\rho. \tag{4}$$

Ecuația de continuitate aplicată fluidului cuprins în mașină este :

$$V_P\cdot\frac{d\rho}{dt}=(\rho Q)_e-(\rho Q)_i. \tag{5}$$

Se va presupune că debitele masice la intrarea în pompă depind de densitatea și debitul volumic al fluidului (ρQ_i) (ρ, Q) iar la ieșire de aceleași elemente plus turația pompei $(\rho Q)_e$ (n, ρ, Q) astfel încît :

$$V_P\frac{d\rho}{dt}=\left.\frac{\partial(\rho Q)_e}{\partial n}\right|_0\cdot\Delta n+(\rho_e-\rho_i)\cdot\Delta Q+(Q_e-Q_i)\cdot\Delta\rho. \tag{9}$$

Aranjînd rel. (2), (4) și (6) în forma canonică a ecuațiilor de stare ale unui sistem automat se obține :

$$\begin{cases}\dfrac{dQ}{dt}=\dfrac{gS}{l}\left[\left(\left.\dfrac{\partial H_P}{\partial Q}\right|_0-\left.\dfrac{\partial H_{rt}}{\partial Q}\right|_0\right)\cdot\Delta Q+\left.\dfrac{\partial H_P}{\partial n}\right|_0\cdot\Delta n+\left(\left.\dfrac{\partial H_P}{\partial \rho}\right|_0-\left.\dfrac{\partial H_{rt}}{\partial \rho}\right|_0\right)\Delta\rho\right] & (7)\\ \dfrac{dn}{dt}=\dfrac{1}{J}\left[-\left.\dfrac{\partial M_r}{\partial Q}\right|_0\cdot\Delta Q+\left(\left.\dfrac{\partial M_a}{\partial n}\right|_0-\left.\dfrac{\partial M_r}{\partial n}\right|_0\right)\cdot\Delta n-\left.\dfrac{\partial M_r}{\partial \rho}\right|_0\cdot\Delta\rho\right] & (8)\\ \dfrac{d\rho}{l}=\dfrac{1}{V_P}\left[(\rho_e-\rho_i)\cdot\Delta Q+\left.\dfrac{\partial(\rho Q)_e}{\partial n}\right|_0\cdot\Delta n+(Q_e-Q_i)\,\Delta\rho\right] & (9)\end{cases}$$

Condiția stabilității sistemului (7)...(9) este ca $\det [\bar{A}-\lambda I]=0$ să aibe soluțiile proprii λ_i cu partea reală negativă. Adică :

$$\begin{vmatrix} A_{11}-\lambda & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22}-\lambda & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33}-\lambda \end{vmatrix} = 0 \tag{10}$$

unde :

$$A_{11}=\frac{gS}{l}\left(\frac{\partial H_P}{\partial Q}\bigg|_0=\frac{\partial H_{rt}}{\partial Q}\bigg|_0\right);\quad A_{12}=\frac{gS}{l}\frac{\partial H_P}{\partial n}\bigg|_0;$$

$$A_{13}=\frac{gS}{l}\left(\frac{\partial H_P}{\partial \rho}\bigg|_0-\frac{\partial H_{rt}}{\partial \rho}\bigg|_0\right):$$

$$A_{21}=-\frac{1}{J}\frac{\partial M_r}{\partial Q}\bigg|_0;\quad A_{22}=\frac{1}{J}\left(\frac{\partial M_a}{\partial n}\bigg|_0-\frac{\partial M_r}{\partial n}\bigg|_0\right);\quad A_{23}=-\frac{1}{J}\frac{\partial M_r}{\partial \rho}\bigg|_0;$$

$$A_{31}=\frac{\rho_e-\rho_i}{V_P};\quad A_{32}=\frac{1}{V_P}\frac{\partial (\rho Q)_e}{\partial n}\bigg|_0;\quad A_{33}=\frac{Q_e-Q_i}{V_P}. \tag{11}$$

Rearanjînd ecuația (10) se obține :

$$\lambda^3-(A_{11}+A_{22}+A_{33})\lambda^2+(A_{11}A_{22}+A_{11}A_{33}+A_{22}A_{33}-A_{12}A_{21}-A_{13}A_{31}-$$
$$-A_{23}A_{32})\lambda+A_{11}(A_{23}A_{32}-A_{22}A_{33})+A_{12}(A_{21}A_{33}-A_{23}A_{32})+A_{13}(A_{22}A_{31}-$$
$$-A_{21}A_{32})=0$$

sau conform criteriului Routh-Hurwitz pentru a avea soluții ale ecuației (12) cu partea reală negativă este necesar ca :

$$A_{11}+A_{22}+A_{33}<0 \tag{13}$$

$$A_{11}A_{22}+A_{11}A_{33}+A_{22}A_{33}>A_{12}A_{21}+A_{13}A_{31}+A_{23}A_{32} \tag{14}$$

$$A_{11}A_{22}A_{33}+A_{12}A_{23}A_{31}+A_{13}A_{23}A_{32}<A_{11}A_{23}A_{32}+A_{22}A_{13}A_{31}+A_{33}A_{12}A_{21} \tag{15}$$

Explicitînd relația (13) rezultă :

$$\frac{gS}{l}\left(\frac{\partial H_P}{\partial Q}\bigg|_0-\frac{\partial H_{rt}}{\partial Q}\bigg|_0\right)+\frac{1}{J}\left(\frac{\partial M_a}{\partial n}\bigg|_0-\frac{\partial M_a}{\partial n}\bigg|_0\right)-\frac{Q_e-Q_i}{V_P}<0 \tag{16}$$

Similar se pot explicita și rel. (14) și (15).

Se vor obține astfel setul de condiții generale necesare pentru a avea o funcționare stabilă a unui sistem de pompare cu mediu bifazic, într-o aproximație de ordinul întîi. Dificultatea aplicării metodei constă în necesitatea cunoașterii prealabile a o serie de curbe caracteristice ale sistemului. Rezultatul obținut aici extinde cazul clasic indicînd existența și a altor zone cu funcționare stabilă sau nestabilă ale unui sistem hidraulic cu pompe hidrodinamice în componența sa.

Rel. (16) generalizează inegalitățile cunoscute din literatură care se folosesc drept criterii de stabilitate ale pompelor funcționînd într-o rețea. Se observă că prin particularizarea rel. (16), prin neglijarea variațiilor de turație, adică

anularea celui de-al doilea termen și egalarea cu zero a celui de-al treilea, în regimuri energetice se regăsește relația cunoscută :

$$\left.\frac{\partial H_{rt}}{\partial Q}\right|_0 > \left.\frac{\partial H_P}{\partial Q}\right|_0 \tag{17}$$

drept condiție a stabilității.

Calculul inegalităților (13)...(16) este necesar pentru analizarea stabilității regimului de funcționare al unui sistem hidraulic de pompare ce lucrează fie în regim energetic fie cu mediu bifazic lichid-gaz sau în cavitație. În acest scop trebuiesc cunoscute curbele caracteristice ale pompei $H_P(Q, n, \rho)$ și $M_r(Q, n, \rho)$, ale motorului de antrenare $M_a(n)$ și ale rețelei $H_{rt}(Q, \rho)$, cît și variația debitului masic al pompei cu turația $(\rho Q)_e(n)$ împreună cu debitele volumice și densitățile amestecului la intrarea și ieșirea din pompă. La aceste date se adaugă lungimea traseului hidraulic l, aria transversală a conductelor S, momentul de inerție al părților rotitoare J și volumul interior al pompei V_P.

Modelul monodimensional global prezentat are șanse bune de predictibilitate a stabilității pentru oscilații mici într-un sistem hidrodinamic de pompare cu un fluid în amestec bifazic omogen și izotrop.

BIBLIOGRAFIE

1. E. Piltz, Untersuchung zur Stabilität von Arbeitspunkten selbstregelnd betriebener Kreiselarbeitsmaschinen. Inginieur Archiv, Nr. 2, 1977.
2. V. V. Kazachevici, Avtocolebania v compresorah, Mașinostroenie, 1974, Moscova.
3. Mc. Queen D.H., On the dynamics of compressor surge, Journal of Mechanical Engineering Science vol. 18, No. 5, Oct. 1976.
4. P. H. Rothe, First-Order Pump Surge Behaviour, Journal of fluids engineering, No. 4, 1978.
5. M. S. Natanson, Chineticescaia model cavitaționih colebania v nasosah. Izv. Acad Nauc. S.S.S.R., Energhetica i transport, Nr. 6/1975.
6. V. V. Pilipenco, Cavitaționie avtocolebania i dinamica ghidrosistem. Mașinostroenie, Moscova, 1977.
7. M. Bărglăzan, M. Rădulescu, Analiza regimurilor tranzitorii în unele stațiuni din Laboratorul de mașini hidraulice. Lucrări tehnico-științifice, Secția Mașini hidraulice. I.P.T.V. Timișoara, 1977.

EXTENSION OF STABILITY CRITERIA FOR HYDRAULIC PUMPING SYSTEMS

ABSTRACT

Relaying on the equation of motion, energy and continuity, applied to a hydraulic system, there are deduced the stability criteria for a hydraulic pumping system operating in two-phase flow or cavitation. The results generalize the well-known inequality between the slopes of the characteristic curves of the pump and the hydraulic system.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 2 — 1981**

ASUPRA TRASĂRII PALETEI ROTORULUI POMPELOR CENTRIFUGE

DE

V. ANCUŞA, J. TOMESCU

Trasarea scheletului paletei rotorului pompelor centrifuge se face prin diferite metode dintre care cele mai uzuale sînt : cu un arc de cerc, cu două arce de cerc sau grafo-analitice [1, 2].

La metoda grafo-analitică se necesită interpolarea iniţială a unei mărimi : w, v_u, rv_u sau β de-a lungul proiecţiei meridiane a suprafeţei de scurgere considerate. Pe baza acestei variaţii admise se calculează apoi scheletul paletei. Deoarece se execută o interpolare iniţială şi apoi se execută calculul, se consideră că ar fi util să se interpoleze direct rezultatul final, adică proiecţia scheletului paletei pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie.

Pentru soluţionarea acestei probleme se necesită cunoaşterea următoarelor elemente pentru calculul unui fir :

– raza corespunzătoare intrării r_1 ;

– raza corespunzătoare ieşirii r_2 ;

– unghiul de intrare β_1' în proiecţia scheletului pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie ;

– unghiul de ieşire β_2' în proiecţia scheletului pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie ;

– extinderea unghiulară θ_0 a proiecţiei scheletului pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie ;

– forma funcţiei de interpolare.

Unghiurile β_1' şi β_2' se determină cu ajutorul relaţiilor :

$$\left.\begin{aligned}\beta_1' &= \operatorname{arc\,tg}(\sin\gamma_1 \operatorname{tg}\beta_1)\\ \beta_2' &= \operatorname{arc\,tg}(\sin\gamma_2 \operatorname{tg}\beta_2)\end{aligned}\right\} \tag{1}$$

unde : β_1 – unghiul de intrare ;

β_2 – unghiul de ieşire ;

γ_1 – unghiul format între meridianul suprafeţei de curgere la intrare şi axa de rotaţie a rotorului ;

γ_2 – unghiul format între meridianul suprafeţei de curgere la ieşire şi axa de rotaţie a rotorului.

Alegerea formei muchiei de intrare şi ieşire se face fie din considerente tehnologice (muchie dispusă în plan radial) fie din alte considerente.

Se prezintă în continuare patru variante de funcţii de interpolare.

Ca primă funcţie de interpolare se consideră scheletul paletei descris de următoarea funcţie :

$$x = r_2 \cos\varphi \tag{2}$$

$$y = r_2\left[\frac{a_0}{2} + a_1\cos\varphi + a_2\cos 2\varphi + a_3\cos 3\varphi\right] \tag{3}$$

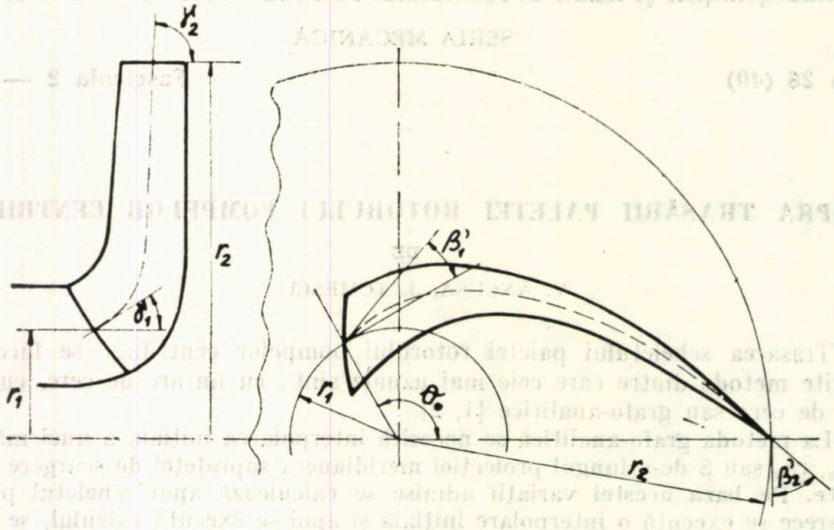


Fig. 1. Schema generală a notațiilor utilizate.

unde a_0, a_1, a_2, a_3 sînt constante ce urmează să se determine. Semnificația notațiilor utilizate rezultă din fig. 2.

Valorile constantelor se stabilesc ținînd cont de condițiile pe care trebuie să le satisfacă scheletul:

$$(\varphi=0) \Rightarrow (x=r_2) \wedge (y=0) \wedge \left(\left.\frac{dy}{dx}\right|_{x=r_2} = \operatorname{tg}(\beta_2'-90°) \right) \tag{4}$$

$$(\varphi=\varphi_{max}) \Rightarrow (x=r_1\cos\theta_0) \wedge (y=r_1\sin\theta_0) \wedge \left(\left.\frac{dy}{dx}\right|_{x=r_1\cos\theta_0} = \operatorname{tg}(\beta_1+\theta_0-90°) \right) \tag{5}$$

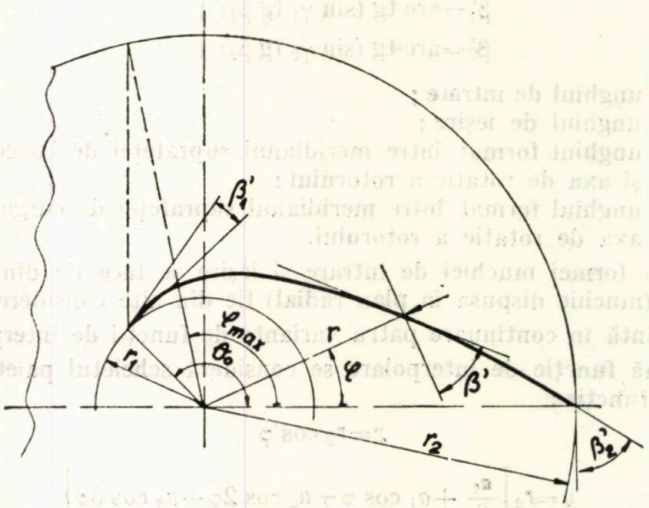


Fig. 2. Notațiile utilizate pentru formulele (2) și (3).

Rezultă imediat :

$$\varphi_{max}=\arccos\left(\frac{r_1}{r_2}\cos\theta_0\right) \tag{6}$$

$$\left.\begin{aligned}&(\cos\varphi_{max}-1)\,a_1+(\cos 2\varphi_{max}-1)\,a_2+(\cos 3\varphi_{max}-1)\,a_3=\frac{r_1}{r_2}\sin\theta_0\\&a_1+4a_2+9a_3=\operatorname{tg}(\beta_2'-90^\circ)\\&a_1+4\cos\varphi_{max}a_2+(9-12\sin^2\varphi_{max})\,a_3=\operatorname{tg}(\beta_1'+\theta_0-90^\circ)\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Prin soluționarea sistemului (7) se determină coeficienții a_1, a_2, a_3 și ținînd cont de condiția (4) scheletul este determinat cu ecuațiile parametrice :

$$\left.\begin{aligned}x&=r_2\cos\varphi\\y&=r_2\left[(\cos\varphi-1)\,a_1+(\cos 2\varphi-1)\,a_2+(\cos 3\varphi-1)\,a_3\right]\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

iar unghiul β' este dat de relația :

$$\beta'=90^\circ+\operatorname{arc\,tg}\,(a_1+9a_3+4a_2\cos\varphi-12a_3\sin^2\varphi)-$$

$$-\arccos\left(\frac{r_2}{\sqrt{x^2+y^2}}\cos\varphi\right). \tag{9}$$

A doua funcție de interpolare propusă este de forma :

$$\frac{r}{r_1}=\left[a\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)^2+b\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)+c\right]e^{d\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)} \tag{10}$$

notațiile fiind indicate în fig. 3.

Constantele a, b, c, d se determină din condițiile următoare :

$$\left.\begin{aligned}&(\theta=0)\Rightarrow(r=r_1)\wedge(\operatorname{tg}\beta'=\operatorname{tg}\beta_1')\\&(\theta=\theta_0)\Rightarrow(r=r_2)\wedge(\operatorname{tg}\beta'=\operatorname{tg}\beta_2')\end{aligned}\right\} \tag{12}$$

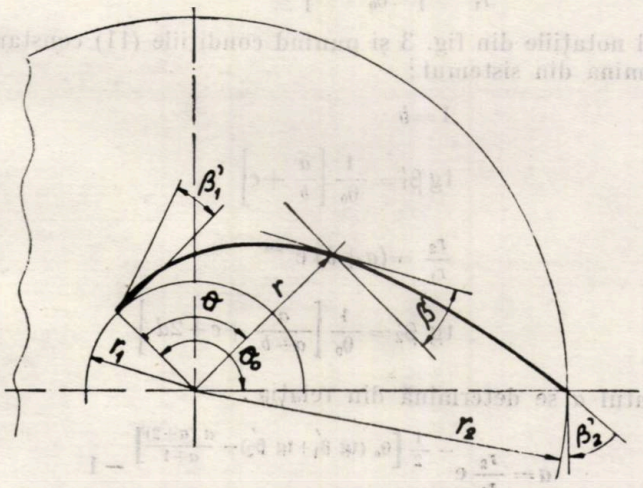


Fig. 3. Notațiile utilizate pentru formulele (10), (16) și (22).

care generează sistemul de ecuații:

$$\left.\begin{aligned} 1&=c \\ \operatorname{tg}\beta_1'&=\frac{1}{\theta_0}\left[\frac{b}{c}+d\right] \\ \frac{r_2}{r_1}&=(a+b+c)\,e^d \\ \operatorname{tg}\beta_1'&=\frac{1}{\theta_0}\left[\frac{2a+b}{a+b+c}+d\right] \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Soluționarea sistemului se face în modul următor. Se determină:

$$d=\ln\left[\frac{r_2}{r_1}\cdot\frac{\theta_0\operatorname{tg}\beta_2'-2-d}{d-2-\theta_0\operatorname{tg}\beta_1'}\right] \tag{13}$$

prin aproximații succesive, valorile pentru acesta găsindu-se în intervalul:

$$(\theta_0\operatorname{tg}\beta_2'-2\,;\quad \theta_0\operatorname{tg}\beta_1'+2)$$

Se calculează apoi:

$$\left.\begin{aligned} b&=\theta_0\operatorname{tg}\beta_1'-d \\ a&=\frac{r_2}{r_1}e^{-d}-b-1 \\ c&=1 \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Unghiul β' se determină din relația:

$$\beta'=\operatorname{arc\,tg}\left\{\frac{1}{\theta_0}\cdot\left[\frac{2a\frac{\theta}{\theta_0}+b}{a\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)^2+b\frac{\theta}{\theta_0}+c}+d\right]\right\} \tag{15}$$

A treia variantă de funcție de interpolare propusă este:

$$\frac{r}{r_1}=\left[a\frac{\theta}{\theta_0}+b\right]e^{c\frac{\theta}{\theta_0}+d\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)^2} \tag{16}$$

Păstrînd notațiile din fig. 3 și punînd condițiile (11) constantele a, b, c, d se vor determina din sistemul:

$$\left.\begin{aligned} 1&=b \\ \operatorname{tg}\beta_1'&=\frac{1}{\theta_0}\left[\frac{a}{b}+c\right] \\ \frac{r_2}{r_1}&=(a+b)\,e^{c+d} \\ \operatorname{tg}\beta_2'&=\frac{1}{\theta_0}\left[\frac{a}{a+b}+c+2d\right] \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

Coeficientul a se determină din relația:

$$a=\frac{r_2}{r_1}e^{-\frac{1}{2}\left[\theta_0(\operatorname{tg}\beta_1'+\operatorname{tg}\beta_2')-\frac{a(a+2)}{a+1}\right]}-1 \tag{18}$$

prin aproximații succesive. Rezultă imediat :

$$\left.\begin{aligned} b&=1\\ c&=\theta_0 \operatorname{tg}\beta_1'-a \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

iar :

$$d=\frac{1}{2}\left[\theta_0\left(\operatorname{tg}\beta_1'-\operatorname{tg}\beta_2'\right)-\frac{a\,(a+2)}{a+1}\right]-c \tag{20}$$

Pentru unghiul β' avem următoarea relație :

$$\beta'=\operatorname{ac\,tg}\left\{\frac{1}{\theta_0}\cdot\left[\frac{a}{a\,\dfrac{\theta}{\theta_0}+b}+c+2d\,\frac{\theta}{\theta_0}\right]\right\}. \tag{12}$$

A patra funcție de interpolare propusă este de forma :

$$r=a\theta^3+b\theta^2+c\theta+d \tag{22}$$

Menținînd notațiile din fig. 3 și condițiile (11) constantele a, b, c, d se determină cu relațiile :

$$\left.\begin{aligned} a&=\frac{1}{\theta_0^3}\left[3\,\theta_0\left(r_1\operatorname{tg}\beta_1'+r_2\operatorname{tg}\beta_2'\right)-2\left(r_2-r_1\right)\right]\\ b&=\frac{1}{\theta_0^2}\left[\left(r_2-r_1\right)-\theta_0\left(r_2\operatorname{tg}\beta_1'+2r_1\operatorname{tg}\beta_1'\right)\right]\\ c&=t_1\operatorname{tg}\beta_1'\\ d&=r_1 \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

Pentru unghiul β' rezultă următoarea expresie :

$$\beta'=\operatorname{arc\,tg}\frac{3a\theta^2+2b\theta+c}{a\theta^3+b\theta^2+c\theta+d}\,. \tag{24}$$

S-au elaborat algoritmele de calcul pentru determinarea coeficienților funcțiilor de interpolare. pe baza cărora s-a realizat un program în limbaj BASIC. Programul a fost rulat pe un calculator HP 9845S. Deoarece calculatorul dispune de posibilitatea reprezentării grafice pe ecran, s-a completat programul cu instrucțiunile necesare reprezentării grafice, ceea ce permite vizualizarea imediată a formei scheletului paletei care a fost obținută.

Pentru a analiza rezultatele obținute prin metodele propuse, se prezintă în fig. 4 comparativ proiecția scheletului paletei trasată cu cele patru funcții propuse în următoarele condiții : $r_1=120$ mm, $r_2=250$ mm, $\beta_1=17°$, $\beta_2=30°$, $\gamma_1=50°$, $\gamma_2=90°$ și $\theta_0=120°$. Se constată că funcțiile 2, 3, 4 dau rezultate apropiate, iar funcția 1 dă o paletă mai puternic curbată.

În fig. 5 se prezintă comparativ proiecția unei palete calculată prin metoda grafo-analitică și cu ajutorul funcției 2 cu aceleași condiții de intrare și ieșire. Se constată că diferențele sînt reduse.

În fig. 6 se prezintă variația unghiului β' de-a lungul razei pentru firul mijlociu al paletei din fig. 5 corespunzătoare funcției 2 avînd ca parametru extinderea polară θ_0. Se constată că prin modificarea extinderii polare alura curbei se modifică, ceea ce permite alegerea unei aluri dorite.

Aplicînd metodele propuse, se poate realiza cu ușurință o paletă cu muchia de intrare în plan radial, care este convenabilă din punct de vedere tehnologic.

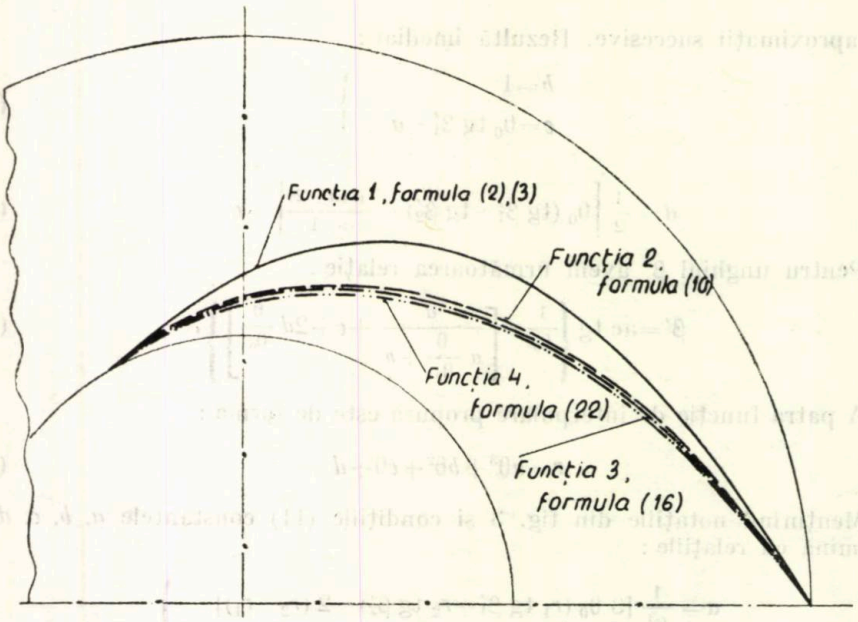


Fig. 4. Comparație între proiecțiile realizate cu funcțiile propuse.

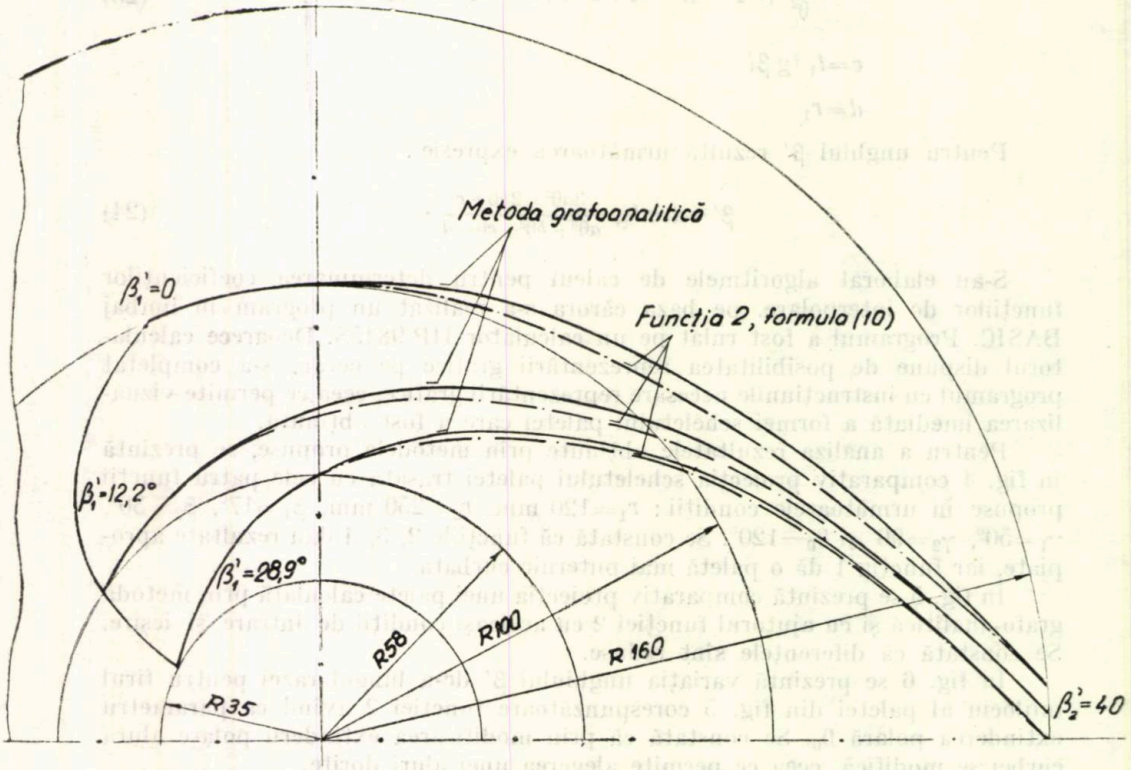


Fig. 5. Comparație între proiecția paletei calculată prin metoda grafo-analitică și cea realizată prin funcția dată de formula (10).

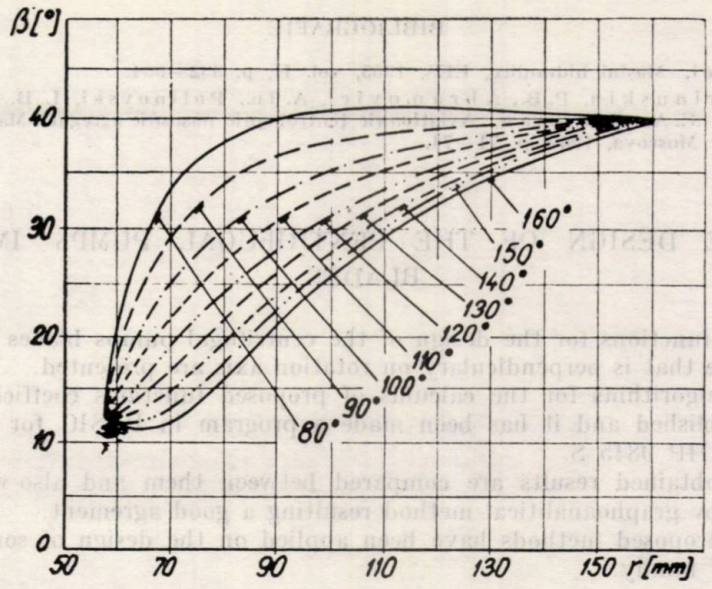


Fig. 6. Variația unghiului β' în funcție de θ_0 pentru funcția (10) și condițiile de intrare și ieșire corespunzătoare firului mijlociu din fig. 5.

De asemenea, trebuie menționat că prin metodele propuse se poate preciza influența lungimii canalului interpaletar, deci a unghiului θ_0 asupra performanțelor pompei.

Metodele propuse sînt limitate la rotoarele unde intersecția muchiei de intrare cu inelul, nu se găsește pe porțiunea cilindrică corespunzătoare diametrului de aspirație.

Concluzii

Se prezintă patru funcții pentru trasarea proiecției scheletului paletei unei pompe centrifuge pe un plan perpendicular pe axa de rotație.

Se oferă relațiile de calcul pentru determinarea coeficienților și a unghiului β'.

S-au elaborat algoritme de calcul a coeficienților funcțiilor de interpolare propuse și pe baza acestora s-a realizat un program în limbaj BASIC pentru calculul proiecției scheletului paletei.

Se compară rezultatele obținute prin metodele propuse între ele și cu cele obținute prin metoda grafo-analitică, rezultînd o bună concordanță, ceea ce atestă valabilitatea formulelor propuse.

Metodele propuse realizează cu ușurință o muchie de intrare sau de ieșire în plan radial.

Prin modificarea unghiului de extindere θ_0 se modifică variația unghiului β'.

Metodele propuse sînt limitate la rotoarele unde intersecția muchiei de intrare cu inelul, nu se găsește pe porțiunea cilindrică corespunzătoare diametrului de aspirație.

Metodele propuse au fost aplicate la proiectarea diversificării rotoarelor pompelor din familia PCN.

BIBLIOGRAFIE

1. D. Pavel, Maşini hidraulice, EES, 1955, vol. II, p. 332–334.
2. A. S., Arinuşkin, P. B., Abranovici, A. Iu., Polinovski, L. B., Leşciner, E. A., Glozman, Aviaţionnie ţentrobejnie nasosnie agregati. Maşinostroenie. Moscova, 1967, p. 71–74.

ON THE DESIGN OF THE CENTRIFUGAL PUMPS IMPELLER BLADES

Four functions for the design of the centrifugal pumps blades projection on a plane that is perpendiculary on rotation axis are presented.

The algorithms for the calculus of proposed functions coefficients have been established and it has been made a program in BASIC for a desktop computer HP 9845 S.

The obtained results are compared between them and also with those obtained by graphoanalitical method resulting a good agrement.

The proposed methods have been applied on the design of some pumps from PCN family.

BEITRAG ZUM ENTWURF DER ROTORSCHAUFEL VON ZENTRIFUGALPUMPEN

ZUSAMMENFASSUNG

Es werden vier Funktionen zum Entwurf der senkrechten Projektion auf die Drehachse der Skelettlinie von Zentrifugalpumpenschaufeln vorgestellt.

Zur Berechnung der Koeffizienten der Funktionen wurden die notwendigen Algorithmen entwickelt, die auf einem HP 9845 S Rechner im Basic bestimmt wurden.

Die erhaltenen Ergebnisse wurden untereinander und mit den auf graphoanalytischen Wege erhaltenen verglichen, wobei eine gute Übereinstimmung festzustellen war. Die vorliegende Methode wurde zur Diversifizierung der PCN-Pumpen verwendet.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) **Fascicola 2 — 1981**

MODEL MATEMATIC PENTRU PROCESUL DE UZARE A ELECTRODULUI LA PRELUCRAREA PRIN EROZIUNE ELECTRICĂ CU COPIEREA FORMEI

DE

HORIA POPA, IOAN DAVID, NICOLAE ACHIMESCU

1. Introducere.

În spaţiul de lucru al prelucrării dimensionale prin eroziune electrică are loc, inevitabil, eroziunea suprafeţei active a electrodului de transfer *ET*. Uzarea electrodului se manifestă la toate regimurile de prelucrare pe maşini realizate pînă în prezent [1, 2, 3, 4] şi poate fi considerată ca generare a suprafeţei la *ET*. Cu aceste puncte de vedere, generarea suprafeţei la obiectul prelucrării *OP* (în final la piesa *P*) prin prelucrare electroerozivă cu copierea formei este rezultatul a două subprocese :

a) generarea interstiţiului de grosime δ între *ET* şi *OP* ;

b) generarea suprafeţei (uzarea) *ET*.

Cercetări anterioare au pus în evidenţă influenţa deosebită a geometriei *OP* şi *ET* asupra generării suprafeţei [5, 6] sau au elaborat modele matematice particulare [7, 8] ale procesului de generare a suprafeţei la prelucrarea prin eroziune electrică cu copierea formei. În lucrarea de faţă, pe baza unor concluzii ale lucrărilor menţionate şi a principiilor teoriei generării suprafeţei [9, 10] se elaborează un model matematic al uzării electrodului la prelucrarea prin eroziune cu copierea formei, pentru cazul fazelor staţionare ale proceselor macroscopice în spaţiul de lucru.

2. Modelul matematic.

Ipotezele care stau la baza elaborării modelului matematic sînt [9, 10] : a) între electrodul de transfer *ET* şi obiectul prelucrării *OP* există un interstiţiu cvasi-paralel de grosime δ mai mică (chiar cu un ordin de mărime) decît razele de curbură r_{KE} şi r_{KP} ale suprafeţelor active ale *ET* şi *OP* ; b) la marginile *ET* şi *OP* se menţine diferenţa de potenţial generalizat ΔP_g J/kg, datorită conectării *ET* şi *OP*, aflate în lichidul de lucru *LL*, la generatorul de impulsuri de tensiune şi curent al utilajului de prelucrare prin eroziune electrică cu copierea formei ; c) condiţiile fizico-chimice ale procesului de prelucrare sînt constante în spaţiul de lucru al prelucrării şi nu se formează aglomerări de deşeuri în interstiţiu (evacuarea în afara interstiţiului a produselor solide şi gazoase ale eroziunii este simultană cu prelevarea de la *OP* şi *ET*) ; d) prelevarea de substanţă de la *OP* şi *ET* se face numai pe direcţia normalei locale la suprafeţele active ; e) se consideră situaţia cea mai frecvent utilizată în practica prelucrării cînd *OP* este instalat pe masa maşinii ($\vec{v}_p=0$), iar *ET* este

fixat în dispozitivul portelectrod și în raport cu OP este translatat vertical cu viteza $\vec{v}_E$ de către sistemul de avans automat al mașinii de prelucrare.

Se pornește de la modelul general al generării suprafeței la obiectul de transfer OT în cazul prelucrării dimensionale fără contact cu copierea formei [10], ținînd seama că la prelucrarea prin eroziune electrică obiectul de transfer OT (indici 0) se numește electrod de transfer ET (indici E):

$$(\vec{u}_E+\vec{v}_E)\,\mathrm{grad}\,f_E+\frac{\partial f_E}{\partial t}=0 \tag{1}$$

$$\vec{u}_E=g_E\,(C_{gE},\ |\Delta P_g|,\ \delta)\,\vec{n}_E \tag{2}$$

$$\frac{|\vec{u}_P|}{\cos(\vec{n}_P,\ \vec{v})}+\frac{|\vec{u}_E|}{\cos(\vec{n}_E,\ \vec{v})}=|\vec{v}|=|\vec{v}_E| \tag{3}$$

în care: $\vec{u}_E$ – viteza de deplasare (de uzare), pe normala locală la suprafața activă a ET, a punctelor marginale ale suprafeței active a electrodului; $\vec{v}_E$ – viteza de translație verticală a ET; $f_E\,(X_E, Y_E, Z_E, t)$ – ecuația suprafețe active a ET; C_{gE} – conductanța generării suprafeței (uzării) ET dependentă de caracteristicile lichidului de lucru LL din interstițiul ET-OP, de caracteristicile de material ale ET-OP, de caracteristicile impulsurilor de tensiune și curent în spațiul de lucru etc.; $\vec{n}_E$ – vectorul normalei locale la suprafața activă a ET; $\vec{u}_P$ – viteza de deplasare (de prelevare), pe normala locală la suprafața prelucrată a OP, a punctelor marginale ale suprafeței active a OP; $\vec{n}_P$ – versorul normalei locale la suprafața activă a OP; $\vec{v}=\vec{v}_P+\vec{v}_E=\vec{v}_E$ – viteza de avans a ET în raport cu OP, egală, în ipoteza e ($\vec{v}_P=0$), cu viteza de translație verticală a ET.

Dacă

$$Z_E=f_2\,(X_E,\ Y_E,\ t) \tag{4}$$

este ecuația suprafeței ET la momentul t, atunci, cu notațiile din [10], ecuația suprafeței ET se mai scrie:

$$f_E=Z_E-f_2\,(X_E,\ Y_E,\ t) \tag{5}$$

iar funcția ce descrie cîmpul dinamic Φ_2 este:

$$\Phi_2=Z-f_2\,(X,\ Y,\ t) \tag{6}$$

Cu această considerare se trece la explicitarea termenilor din relația (1).

Conform notațiilor din figura 1, viteza de uzare pe normala locală la suprafața activă a ET este:

$$\vec{u}_E=\frac{\Delta h_{En}}{\Delta t}\,\vec{n}_E \tag{7}$$

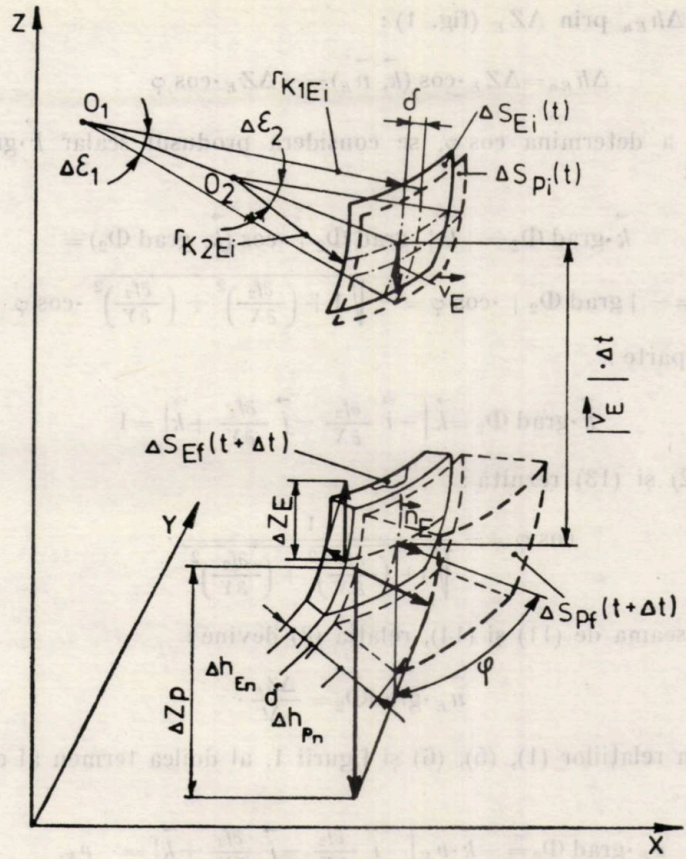


Fig. 1.

ceea ce, pe baza relaţiilor (1), (5), (6), (7), permite să se scrie pentru primul termen al relaţiei (1) :

$$\vec{u}_E \cdot \text{grad}\ \Phi_2 = \frac{\Delta h_{En}}{\Delta t}\, \vec{n}_E \cdot \text{grad}\ \Phi_2 =$$

$$= \frac{\Delta h_{En}}{\Delta t} \mid \vec{n}_E \mid \cdot \mid \text{grad}\ \Phi_2 \mid \cdot \cos(\vec{n}_E, \text{grad}\ \Phi_2) =$$

$$= \frac{\Delta h_{En}}{\Delta t} \mid \text{grad}\ \Phi_2 \mid = \frac{\Delta h_{En}}{\Delta t} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial f_2}{\partial X}\right)^2 + \left(\frac{\partial f_2}{\partial Y}\right)^2} \tag{8}$$

unde s-a ţinut seama de paralelismul dintre direcţia normalei locale şi a gradientului într-un punct oarecare al suprafeţei active *ET*, respectiv că :

$$\text{grad}\ \Phi_2 = -\vec{i}\,\frac{\partial f_2}{\partial X} - \vec{j}\,\frac{\partial f_2}{\partial Y} + \vec{k} \tag{9}$$

$$\mid \text{grad}\ \Phi_2 \mid = \sqrt{1 + \left(\frac{\partial f_2}{\partial X}\right)^2 + \left(\frac{\partial f_2}{\partial Y}\right)^2}\,. \tag{10}$$

Exprimînd Δh_{En} prin ΔZ_E (fig. 1) :

$$\Delta h_{En}=\Delta Z_E\cdot\cos(\vec{k},\vec{n}_E)=-\Delta Z_E\cdot\cos\varphi \tag{11}$$

Pentru a determina $\cos\varphi$, se consideră produsul scalar $\vec{k}\cdot\operatorname{grad}\Phi_2$. Pe de o parte :

$$\vec{k}\cdot\operatorname{grad}\Phi_2=|\vec{k}|\,|\operatorname{grad}\Phi_2|\cdot\cos(\vec{k},\operatorname{grad}\Phi_2)=$$

$$=-|\operatorname{grad}\Phi_2|\cdot\cos\varphi=-\sqrt{1+\left(\frac{\partial f_2}{\partial X}\right)^2+\left(\frac{\partial f_2}{\partial Y}\right)^2}\cdot\cos\varphi \tag{12}$$

iar pe altă parte :

$$\vec{k}\cdot\operatorname{grad}\Phi_2=\vec{k}\left(-\vec{i}\,\frac{\partial f_2}{\partial X}-\vec{j}\,\frac{\partial f_2}{\partial Y}+\vec{k}\right)=1 \tag{13}$$

Din (12) și (13) rezultă :

$$\cos\varphi=-\frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{\partial f_2}{\partial X}\right)^2+\left(\frac{\partial f_2}{\partial Y}\right)^2}}\cdot \tag{14}$$

Ținînd seama de (11) și (14), relația (8) devine :

$$\vec{u}_E\cdot\operatorname{grad}\Phi_2=\frac{\Delta Z_E}{\Delta t}\cdot \tag{15}$$

Conform relațiilor (1), (5), (6) și figurii 1, al doilea termen al ecuației (1) este :

$$\vec{v}_E\cdot\operatorname{grad}\Phi_2=-\vec{k}\cdot v_E\left(-\vec{i}\,\frac{\partial f_2}{\partial X}-\vec{j}\,\frac{\partial f_2}{\partial Y}+\vec{k}\right)=-v_E. \tag{16}$$

Ținînd seama de (1) (5) și (6) pentru al treilea termen al relației (1) rezultă :

$$\frac{\partial\Phi_2}{\partial t}=-\frac{\partial f_2}{\partial t}\cdot \tag{17}$$

Înlocuind (15), (16), (17) în (1) se obține :

$$\frac{\partial f_2}{\partial t}=\frac{\Delta Z_E}{\Delta t}=-v_E \tag{18}$$

sau

$$f_2(X,\ Y,\ t+\Delta t)=f_2(X,\ Y,\ t)+\Delta Z_E-v_E\cdot\Delta t \tag{19}$$

Relația (19) este în concordanță cu mecanismul de generare a suprafeței la electrodul ET în cazul prelucrării prin eroziune electrică cu copierea formei (fig. 1) și reprezintă modelul matematic general al uzării ET, în condițiile cînd obiectul prelucrării OP este fix iar ET se deplasează paralel cu axa OZ, cu viteza de translație $\vec{v}_E$. Pentru $Y=$const. relația (19) devine identică cu un model particular [7], demonstrat pe o cale geometrică simplificată.

Pe de altă parte avansul ΔZ al electrodului este (fig. 1) :

$$\Delta Z=v_E\cdot\Delta t=\Delta Z_E+\Delta Z_P \tag{20}$$

Înlocuind (20) în (19) se obține:

$$f_2(X,\ Y,\ t+\Delta t)=f_2(X,\ Y,\ t)-\Delta Z_P \tag{21}$$

Cu ajutorul modelelor natematice (19) sau (21), procesul de generare a suprafeței (uzare) la ET poate fi studiat în succesiuni de secvențe de durată Δt.

În explicitarea termenilor ΔZ_P sau ΔZ_E se pornește de la relația de definiție a uzurii relative volumice a electrodului, în ipoteza că normala la suprafața elementului de suprafață inițial ΔS_{Ei} al ET (la momentul t) și normala la suprafața elementului de suprafață inițial ΔS_{Pi} al OP, sînt paralele, avînd același unghi φ în raport cu axa OZ (fig. 1). Pentru perechea de elemente de suprafață $\Delta S_{Ei}-\Delta S_{Pi}$, în ipotezele c și d, uzura relativă volumică γ_0 poate fi considerată constantă în orice interval de timp Δt:

$$\gamma_0=\frac{\Delta V_E}{\Delta V_P}=\frac{\Delta h_{En}\cdot\Delta A_E}{\Delta h_{Pn}\cdot\Delta A_P} \tag{22}$$

în care: ΔV_E – volumul uzurii elementare a electrodului; ΔV_P – volumul prelevării elementare de la obiectul prelucrării; Δh_{En} – grosimea locală pe direcția normalei a stratului de substanță uzat la ET în perioada de timp Δt; h_{Pn} – grosimea pe direcția normalei a stratului de substanță prelevat de la OP în perioada Δt; $\Delta A_E=\Delta V_E/\Delta h_{En}$ și $\Delta A_P=\Delta V_P/\Delta h_{Pn}$ – ariile elementare respective.

Ținînd seama de definiția uzurii relative liniare locale λ_n pe direcția normalei la elementele de suprafață activă, de notațiile din figura 1 și (22), se poate scrie:

$$\lambda_n=\frac{\Delta h_{En}}{\Delta h_{Pn}}=\frac{\Delta V_E\cdot\Delta A_P}{\Delta V_P\cdot\Delta A_E}. \tag{23}$$

În cazul curburilor pozitive (zone convexe ale suprafeței active a ET) se poate scrie pe baza figurii 1:

$$\frac{\Delta A_P}{\Delta A_E}=\lambda_n\frac{\Delta V_P}{\Delta V_E}=$$

$$=\lambda_n\frac{\Delta h_{Pn}\,(r_{K1Ei}+\Delta h_{Pn}+\delta)\,(r_{K2Ei}+\Delta h_{Pn}+\delta)\,\Delta\varepsilon_1\cdot\Delta\varepsilon_2}{\Delta h_{En}\cdot r_{K1Ei}\cdot r_{K2Ei}\cdot\Delta\varepsilon_1\cdot\Delta\varepsilon_2}. \tag{24}$$

Din (23), (22) și (24) rezultă pentru momentul $t+\Delta t$:

$$\lambda_n=\gamma_0\left(1+\frac{\Delta h_{Pn}+\delta}{r_{K1Ei}}\right)\left(1+\frac{\Delta h_{Pn}+\delta}{r_{K2Ei}}\right) \tag{25}$$

în care: r_{K1Ei} – raza de curbură inițială (la momentul t) a elementului de suprafață ΔS_{Ei} a ET, în planul de avans, determinat de normala $\vec{n}_E$ și direcția de avans; r_{K2Ei} – raza de curbură inițială a elementului de suprafață ΔS_{Ei} a ET, în planul care conține normala $\vec{n}_E$ și este perpendicular pe planul de avans.

În cazul curburilor negative (zone concave ale suprafeței active a ET) se determină analog că, pentru momentul $t+\Delta t$, este valabilă relația:

$$\lambda_n=\gamma_0\left(1-\frac{\Delta h_{Pn}+\delta}{r_{K1Ei}}\right)\left(1-\frac{\Delta h_{Pn}+\delta}{r_{K2Ei}}\right). \tag{25'}$$

Pe direcția de avans OZ se definește uzura relativă liniară locală λ_Z :

$$\lambda_Z = \frac{\Delta Z_E}{\Delta Z_P} \tag{26}$$

în care grosimea ΔZ_E, pe direcția de avans, a stratului de substanță uzat la ET a abscisa X respectiv grosimea ΔZ_P, pe direcția de avans, a stratului de substanță prelevat de la OP la abscisa $X+\delta\cdot\sin\varphi$, sînt date de relațiile :

$$\Delta Z_E = \frac{\Delta h_{En}}{\cos\varphi}; \qquad \Delta Z_P = \frac{\Delta h_{Pn}}{\cos\varphi}. \tag{27}$$

Din (26), (25), (25'), (27), rezultă :

$$\lambda_Z = \gamma_0 \left(1 \pm \frac{\Delta Z_P \cdot \cos\varphi + \delta}{r_{K1Ei}}\right)\left(1 \pm \frac{\Delta Z_P \cdot \cos\varphi + \delta}{r_{K2Ei}}\right) \tag{28}$$

$$\Delta Z_E = \gamma_0 \cdot \Delta Z_P \left(1 \pm \frac{\Delta Z_P \cdot \cos\varphi + \delta}{r_{K1Ei}}\right)\left(1 \pm \frac{\Delta Z_P \cdot \cos\varphi + \delta}{r_{K2Ei}}\right) \tag{29}$$

Din (20) și (29) se obține, pentru orice punct de coordonate X_E, Y_E, Z_E date, următoarea dependență :

$$\Delta Z_P = f(\gamma_0, r_{K1Ei}, r_{K2Ei}, \delta, \Delta Z, \varphi) \tag{30}$$

În practica prelucrării se pot determina prin încercări și măsurători valorile mărimilor γ_0, δ. Valorile razelor de curbură r_{K1Ei}, r_{K2Ei} și a unghiurilor φ pentru configurația suprafeței active inițiale a electrodului sînt date în documentația tehnică de fabricare a acestuia. Dacă se studiază uzarea ET în succesiuni de frecvențe Δt corespunzătoare unor avansuri ΔZ de valori convenabil alese, se pot calcula valorile ΔZ_P respectiv ΔZ_E, deci se poate determina cu relația (21) configurația suprafeței active a ET la sfîrșitul secvenței Δt. După determinarea razelor de curbură pentru noua configurație, cu relația (30) se calculează valorile ΔZ_P pentru secvența Δt următoare, ciclul descris reluîndu-se succesiv, în conformitate cu necesitățile studiului.

Modelul matematic elaborat permite simularea pe calculatorul electronic numeric a procesului de generare a suprafeței (uzare) a electrodului în cazul cînd se face simultan prelevarea și evacuarea din interstițiu a produselor solide și gazoase ale eroziunii electrice.

3. Concluzii.

Modelul matematic elaborat pentru procesul de generare a suprafeței la prelucrarea prin eroziune electrică cu copierea formei permite studierea analitică și simularea pe calculatorul electronic numeric a uzării electrodului de transfer, în cazul cel mai simplu, al electrozilor tip placă subțire, cînd prelevarea și evacuarea din interstițiu a produselor eroziunii se face practic simultan.

BIBLIOGRAFIE

1. Otto, M. S., ș. a., Istociniki pitaniia elektroerozionnîh kopirovalino-proșivocinîh stankov, Stanki i instrument, Moskva, U.R.S.S., nr. 9, 1977, p. 18...19.
2. Semon, G., Guide pratique d'usinage par etincelage, Geneva, Elveția, Ateliers des Charmilles S.A., 1975.
3. * * * AGIE Arbeitsunterlagen L Generatoren, Elveția, Losone-Locarno, Elveția, 1978.

4. * * * Instrucțiuni de folosire pentru mașini de prelucrat prin electroeroziune ELER-01-GEP 50 F, Timișoara, Electrotimiș, 1978.

5. Kalinin, M. A., Kamsiuk, M. S., Nekatoriie zakonomernosti iznosa elektrodov-instrumentov pri elektroerozionnoi obrabotke, Moskva, U.R.S.S., IVUZ Mașinostroienie, nr. 1, 1970, p. 148...151.

6. Achimescu, N., Popa, H., Influența factorilor geometrici asupra uzării electrodului la prelucrarea electroerozivă cu copierea formei, Timișoara, Buletinul științific și tehnic I.P.T., Seria mecanică, Tom 17 (31), Fasc. 2, 1972, p. 215—220.

7. Crookall, J. R., Moncrieff, A. J. R., A theory and evaluation of tool-electrode shape degeneration in electro-discharge machining, London, Anglia, Proc. Instn. Mech. Engre., nr. 6, 1973, p. 51...61.

8. Bakuto, I. A., ș. a., Sviazi formi elektroda-instrumenta s formoi polosti, obrazuiușceisia pri elektroerozionnoi obrabotke, Moskva, URSS, Elektronnaia obrabotka materialov, nr. 2, 1974, p. 5...6.

9. Popa, H., Nichici, A., David, I., Utilizarea unor concepte ale termodinamicii proceselor ireversibile în teoria generării suprafeței la prelucrarea dimensională, Timișoara, Buletinul științific și tehnic al I.P. „TV". T., Seria mecanică, 1980, Fascicola 1.

10. Popa, H., David, I., Model matematic pentru procesul de generare a suprafeței la prelucrarea dimensională fără contact cu copierea formei, Timișoara, Buletinul științific și tehnic al I. P. „TV" T., Seria mecanică, 1980, Fascicola 1.

11. Popa, H., Influența metodelor de execuție a electrozilor asupra caracteristicilor tehnico-economice ale prelucrării prin eroziune electrică cu copierea formei, Teză de doctorat, Institutul politehnic „Traian Vuia" Timișoara, 1980.

MODÉLE MATHEMATIQUE DU PROCESSUS D'USURE DE L'ÉLECTRODE A L'USINAGE PAR ÉLECTRO-EROSION

On applique le modèle mathematique général de l'engendrement des surfaces technolcgiques à l'usinage par électro-erosion.

La modèle obtenu permet l'étude analytique et la simulation sur une calculateur électronique du processus d'usure de l'electrode de transfert dans le cas des électrodes minces, pour lesquels le prelevage et l'evacuation des produits érodés se fait simultanément.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

RECUPERAREA DE METAL DIN ZGURELE DE LA OŢELĂRII PRIN UTILIZAREA LOR ÎN PROCESUL DE FABRICAŢIE A AGLOMERATULUI CU FONDANT

DE

POPOIU GHEORGHE, HEPUT TEODOR, PREJBAN ISIDOR, BILEK IOSIF, CIOCAN ANIŞOARA

Zgurele metalurgice reprezintă sisteme cu un număr foarte mare de componenţi în primul rînd oxizi şi combinaţiile acestora, sulfuri, nitruri etc. Zgurele de la oţelării sînt alcătuite din silicaţi de calciu, din soluţii solide oxizi de calciu-oxizi de fier, din oxizi liberi. Elementele componente ale acestora sînt identice, însă proporţiile diferă în cadrul elaborării oţelului de la procedeu la procedeu [1], [2].

Se constată că zgurele de oţelărie posedă o cantitate însemnată de elemente utile (Fe, Mn, CaO, MgO) pentru siderurgie. De asemenea, în aceste zgure se găseşte şi o cantitate apreciabilă de fier antrenat mecanic prin stropi, scoarţe, de granulaţie diversificată. Spre exemplu la zgurele rezultate în urma procesului de elaborare a oţelului în cuptoarele Siemens Martin, acesta ajunge la 6–7% [1] , [2].

Pentru acest lucru la Combinatul Siderurgic Hunedoara se experimentează valorificarea zgurelor Siemens Martin prin recuperarea fierului antrenat mecanic, el reprezentînd cca 2–4% din producţia de oţel lichid elaborat. Recuperarea părţilor metalice (stropi, scoarţe) se realizează cu ajutorul unor ciururi şi separatori magnetici.

În urma procesului de separare magnetică, pe lîngă metalul recuperat şi zgura deferizată (utilizată în industria materialelor de construcţii), apare şi un proces intermediar un „concentrat de zgură". Compoziţia chimică a zgurei brute, a concentratului de zgură şi repartiţia acestuia pe clase granulometrice se prezintă în tabelul 1.

Compoziţia chimică a acestui concentrat de zgură indică un conţinut însemnat de fier (Fe_{tot} =37,45%) apropiat de cel al unor minereuri relativ medii, un caracter bazic (CaO/SiO_2=1,59), iar granulometric se înscrie într-o plajă largă cuprinsă între 0–40 mm, în majoritate (78%) în clasa 0–10 mm.

Privind aceste aspecte şi ţinînd cont de condiţiile pe care trebuie să le satisfacă minereurile pentru aglomerare, se propune utilizarea concentratului de zgură în amestecul de şarjă pentru fabricarea aglomeratului cu fondant, recuperîndu-se astfel fierul în totalitate. Astfel în cadrul Laboratorului de Tehnologia elaborării fontei de la I.S. Hunedoara s-a trecut la elaborarea unor şarje experimentale, urmărindu-se modul de aglomerare şi influenţa proporţiei şi granulaţiei concentratului produs, comparativ cu un aglomerat normal.

S-a utilizat pentru alcătuirea amestecului de şarjă reţeta curentă a Fabricii nr. 2 de aglomerare din C.S. Hunedoara, în care treptat concentratul de zgură a înlocuit minereul omogenizat în proporţie de 3%, 5%, 8%. S-au elaborat cîte patru probe pentru fiecare înlocuire.

Tabelul 1

Denumirea / Clasa	Zgură brută	Concentrat zgură					
		nesortat	0—5 mm	0—10 mm	5—10 mm	10—20 mm	>20 mm
Proporţia %	—	100%	60%	78%	18%	15%	7%
Fe_{tot}	19,92	37,45	33,12	34,88	40,76	49,14	Prezintă numeroase părţi metalice nerecuperate
$Fe_{met.}$	6,50	27,8	15,01	17,38	25,28	36,67	
FeO	10,96	12,00	17,66	17,14	15,40	13,97	
Fe_2O_3	6,28	9,60	6,36	5,88	4,28	3,62	
MnO	6,34	4,80	5,72	5,60	5,20	4,43	
CaO	12,6	24,20	20,73	20,45	19,50	16,3	
MgO	9,26	5,8	7,21	7,18	7,10	5,88	
SiO_2	18,46	16,03	18,51	17,56	14,40	12,15	
Al_2O_3	7,04	4,10	6,65	6,44	5,73	4,87	
P	0,49	0,34	0,45	0,43	0,36	0,32	
$CaOSiO_2$	1,76	1,51	1,12	1,17	1,35	1,34	

Procesul de aglomerare a amestecului de şarjă în care a fost cuprins şi concentratul de zgură a decurs în mod normal. Durata de aprindere şi de sinterizare, precum şi permeabilitatea stratului au fost foarte apropiate de cele înregistrate în cazul aglomerării după reţeta utilizată industrial. În aceleaşi condiţii se înscriu şi proporţiile de retur.

Aglomeratul produs, din punct de vedere chimic, înregistrează o scădere a conţinutului de fier pe măsura creşterii proporţiei de concentrat de zgură în locul minereului omogenizat, lucru dealtfel aşteptat. Scăderea fierului total în aglomerat se face pe seama fierului trivalent (sub formă de Fe_2O_3), fierul bivalent (sub formă de FeO) rămînînd în general constant în valorile aglomeratului normal, acest lucru avînd în vedere cantitatea mare de fier metalic din zgură şi procesele chimice din timpul aglomerării [3].

Ca aspect pozitiv apare creşterea treptată în glomerat, în raport direct cu proporţia de concentrat de zgură utilizat, a conţinutului de oxid de magneziu şi oxid de mangan. Acest lucru se traduce favorabil atît asupra stabilităţii aglomeratului (prin formarea de magnezo-feriţi) cît şi în viitor asupra regimului zgurelor din furnal prin creşterea fluidităţii acestora [3].

Conţinutul mai ridicat de sulf şi fosfor în aglomerat se datorează compoziţiei chimice a concentratului din zgură, fără a pune (pentru proporţiile utilizate) probleme deosebite calităţii acestuia, el înscriindu-se în limite acceptabile. Creşterea conţinutului de fosfor în aglomerat depinde de compoziţia chimică a zgurei prelucrate. Ea poate varia de la caz la caz şi întrucît fosforul

trece integral, în fontă, la elaborarea în furnal va trebui a se stabili cantitatea maximă de concentrat de zgură utilizabilă în amestecul de aglomerare [3]. Se constată că influența fracțiilor granulometrice asupra compoziției chimice, arată că fracția 0—5 mm favorizează aglomeratul în ceea ce privește conținutul de MgO, MnO și P, pe cînd fracția 0—10 mm în ceea ce privește conținutul de Fe.

În tabelul 2 sînt date rețetele utilizate, iar rezultatele experimentărilor efectuate arată că în timp ce reductibilitatea este puțin influențată, rezistența acestora crește cu proporția de concentrat de zgură utilizată la amestecul de șarjă, fig. 1—7.

Tabelul 2

Rețeta utilizată	Clasa granul.	Componenții amestecului de aglomerare %					
		M. omog.	C. Teliuc	Țunder	C. Zgură	Cocs	Calcar
Rețetă normală	—	80	15	5	—	7	22
Rețetă cu 3% concentr. zgură	0—5	77	15	5	3	7	21,4
	0—10	77	15	5	3	7	21,0
Rețetă cu 5% concentr. zgură	0—5	75	15	5	5	7	19,3
	0—10	75	15	5	5	7	18,8
Rețetă cu 8% concentr. zgură	0—5	72	15	5	8	7	18,7
	0—10	72	15	5	8	7	18,3

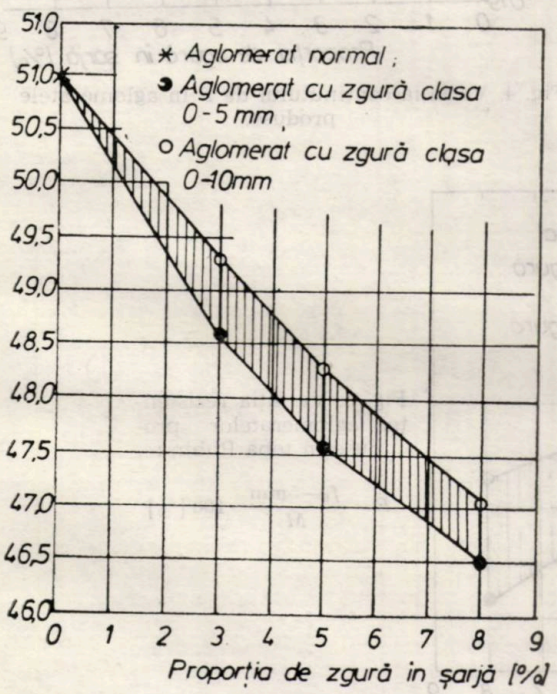


Fig. 1 .Variația conținutului de Fe în aglomeratele produse.

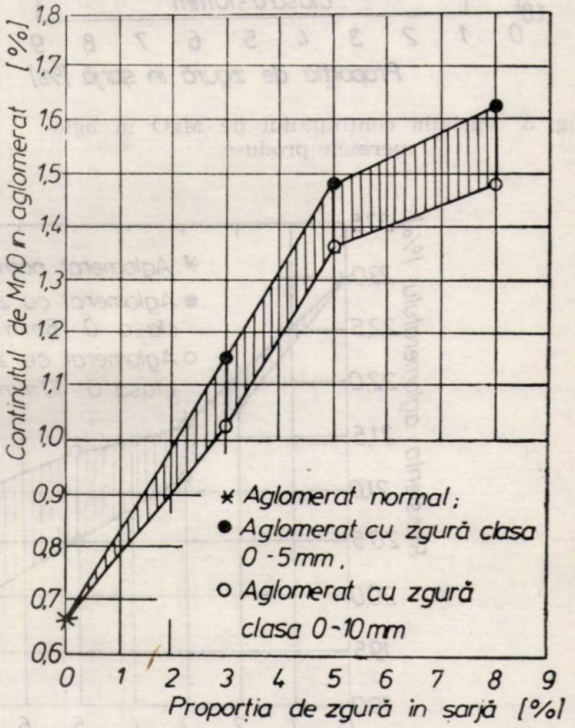


Fig. 2. Variația conținutului de MnO în aglomeratele produse.

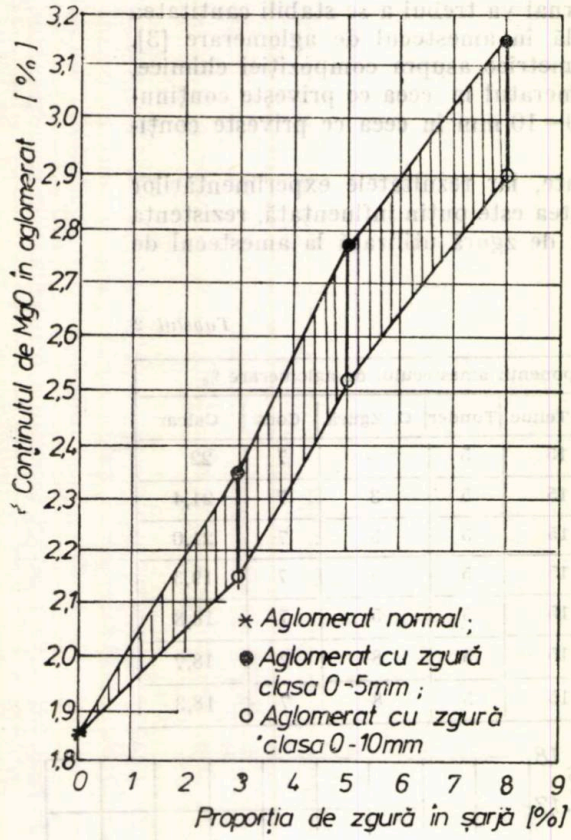


Fig. 3. Variația conținutului de MgO în aglomeratele produse.

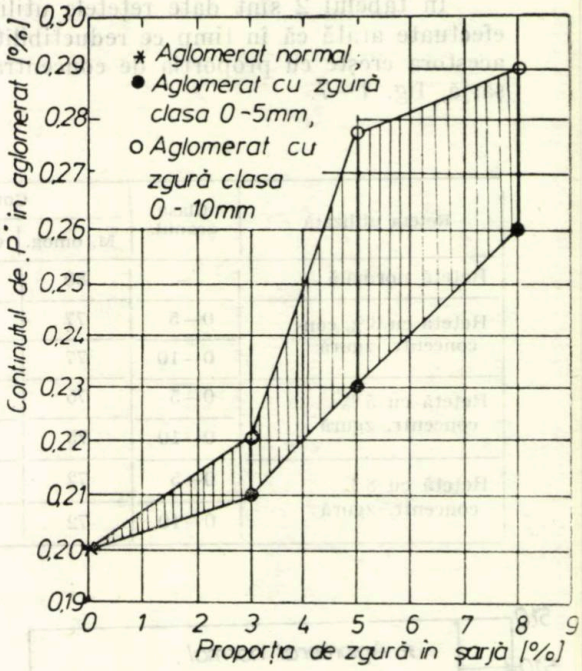


Fig. 4. Variația conținutului de P în aglomeratele produse.

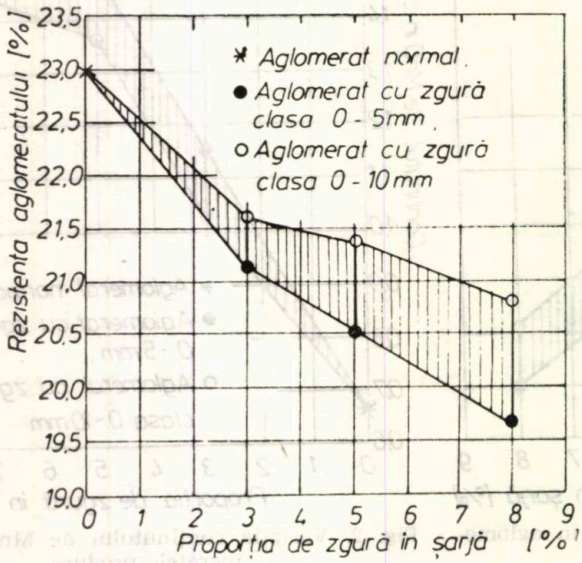


Fig. 5. Variația rezistenței aglomeratelor produse în toba Rubin:

$$R = \frac{f_0 - 5\text{mm}}{M} \cdot 100\,[\%]$$

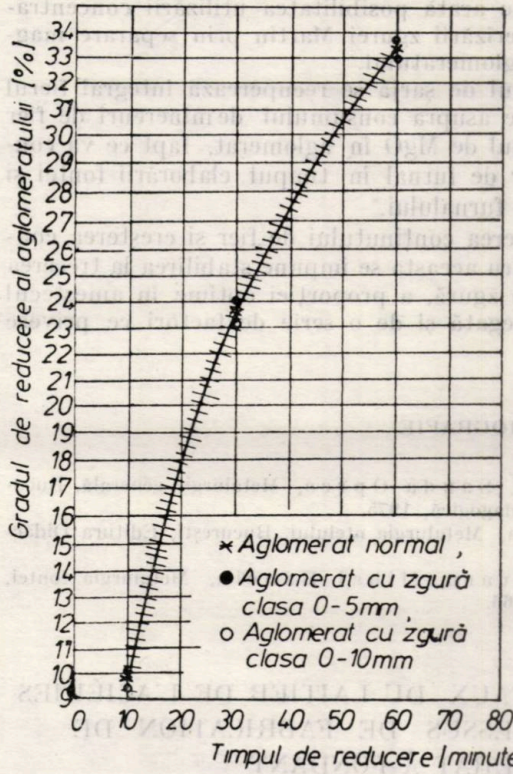


Fig. 6. Banda gradelor de reducere

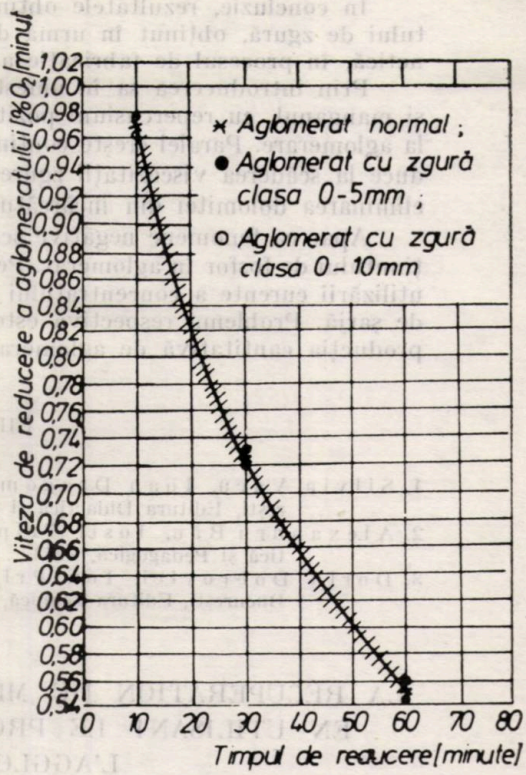


Fig. 7. Banda vitezelor de reducere

$$\left[GR = \frac{O_2 \text{ tot} - O_2 \text{ rămas}}{O_2 \text{ tot}} \cdot 100\ \%\right]$$

pentru aglomeratele produse.

$$\left[VR = \frac{GR}{\tau}\ \%\ O_2 / \text{minut}\right]$$

pentru aglomeratele produse.

Analizele microscopice relevă că aglomeratul produs după rețeta industrială conține faze de legătură sticloasă (cu o rezistență mecanică mică) în timp ce la aglomeratele produse cu concentrat de zgură apare un conținut ridicat de legături feritice. Aspectul acestora din urmă este mai apropiat de acela al unui aglomerat cu indice de bazicitate ridicată ($CaO/SiO_2 > 2$). Prezența unor caracteristici de rezistență și aspecte mineralogice proprii aglomeratului de bazicitate ridicată într-un aglomerat normal ($CaO/SiO_2 = 1{,}3$) se datorește utilizării concentratului de zgură care conduce și la diminuarea necesarului de calcar ca fondant. Compoziția mineralogică a acestuia are multe asemănări cu aceea a aglomeratului de bazicitate ridicată.

Prezența mai numeroasă a legăturilor feritice se datorește menținerii identității minerale a zgurei în aglomerat în anumite condiții. Se observă că cele mai bune rezultate pentru rezistență se obțin pentru concentratul de zgură cu fracția 0 — 5 mm. Asimilarea acestuia în masa de aglomerat se realizează mult mai bine. Fracția 0 — 10 mm conține o cantitate mai mare de fier antrenat mecanic. Acesta sub forma unor particule mai numeroase și de dimensiuni mai mari dă naștere în microstructura aglomeratului unor „incluziuni" ce constituie puncte de minimă rezistență.

În concluzie, rezultatele obținute arată posibilitatea utilizării concentratului de zgură, obținut în urma deferizării zgurei Martin prin separare magnetică, în procesul de fabricație a aglomeratului.

Prin introducerea sa în amestecul de șarjă se recuperează integral fierul și manganul, cu repercusiuni pozitive asupra consumului de minereuri de fier la aglomerare. Paralel crește conținutul de MgO în aglomerat, fapt ce va conduce la scăderea vîscozității zgurelor de furnal în timpul elaborării fontei și eliminarea dolomitei din încărcătura furnalului.

Apar ca fenomene negative scăderea conținutului de fier și creșterea conținutului de fosfor în aglomerat. Pentru aceasta se impune stabilirea la trecerea utilizării curente a concentratului de zgură, a proporției optime în amestecul de șarjă. Problema respectivă este legată și de o serie de factori ce privesc producția cantitativă de aglomerat.

BIBLIOGRAFIE

1. Silvia Vacu, Ioan Dragomir, Sanda Oprea, Metalurgie generală, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1975.
2. Alexandru Rău, Iosif Tripșa, Metalurgia oțelului, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1973.
3. Dorin Dobrovici, Ion Prisecaru, Mihai Banciu, Metalurgia fontei, București, Editura Tehnică, 1966.

LA RÉCUPERATION DU MÉTAUX DU LAITIER DE L'ACIÉRIES EN UTILISANT LE PROCESSUS DE FABRICATION DE L'AGGLOMÉRAT À FONDANT

RÉSUMÉ

L'ouvrage présente la modalité d'utilisation du laitier d'aciérie Siemens Martin dans le procès de fabrication de l'agglomérat à fondant nécessaire pour la production de la fonte. Par l'introduction du laitier dans le circuit d'agglomération des minerais de fer on récupère les éléments utiles dans la sidérurgie (Fe, Mn, CaO, MgO) et on confère a l'agglomérat des caractéristiques calitatives supérieures.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

OPTIMIZAREA POLIDESERVIRII CU ALGORITMUL DE RAMIFICARE ŞI MĂRGINIRE

DE

GH. TACHE, GH. SAVII, AL. POPOVICI

Problema polideservirii maşinilor care execută operaţii cu durate diferite a ciclului prezintă tot mai mult interes, ţinînd seama de faptul că în procesul de producţie se impune, pe de o parte, asigurarea unei tot mai largi flexibilităţi, iar, pe de altă parte, faptul că pînă în prezent literatura de specialitate consultată nu oferă o metodă prin care să se obţină în condiţii mai uşoare determinarea ordinii de succesiune a deservirii maşinilor, astfel ca timpul de întreruperi în funcţionarea utilajului (timpul de interferenţă) să fie minim.

Pentru studiul acestui aspect se consideră stabilit codul şi numărul optim de maşini deservite m_i $(i=\overline{1, n})$.

Fiecare maşină este mai întîi deservită de executant (e), după care urmează succesiunea de funcţionare utilă a maşinii (f). Fluxul de lucru este deci în ordinea $(e) \rightarrow (f)$. Fiecărei maşini deservite (i) i se ataşează un vector (t_{ei}, t_{fi}), $i=(\overline{1, n})$ care reprezintă timpul executantului t_e şi timpul de funcţionare utilă a maşinii t_3.

Drept date de intrare, se dau timpii de deservire (t_{ei}) şi timpii de funcţionare utilă (t_{fi}) a maşinii „i" $(i=\overline{1, n})$, tabelul 1.

Tabelul 1

maşini / timpi	m_1	m_2	.....	m_n
t_{ei}	t_{e1}	t_{e2}	.....	t_{en}
t_{fi}	t_{f1}	t_{f2}	.....	t_{fn}

Problema constă în determinarea ordinii de deservire şi funcţionare utilă a maşinilor în aşa fel încît timpul total de interferenţă (de aşteptare) al maşinilor polideservite să fie minim.

Prezentarea grafică a problemei considerate se poate face ca în fig. 1.

În acest grafic, în abscisă este reprezentat timpul executantului şi de funcţionare utilă al maşinilor. După cum se constată din grafic şi din practică, în anumite situaţii pot să apară cazuri cînd atît executantul cît şi maşinile au timpi de aşteptare.

Dacă se stabilesc momentele de începere a deservirii şi funcţionarea utilă pentru fiecare maşină, respectînd condiţiile mai sus prezentate, atunci s-a rea-

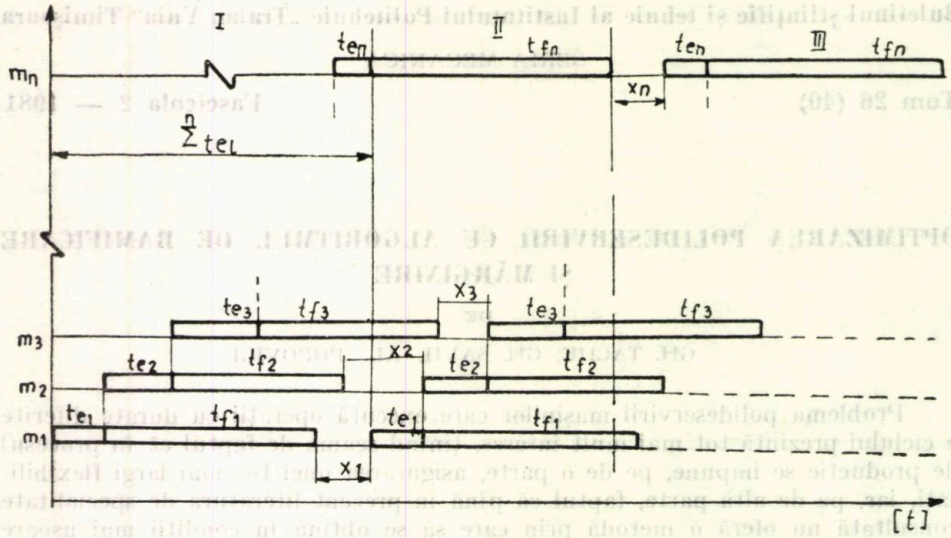


Fig. 1. Graficul GANIT al polideservirii.

lizat o programare admisibilă a polideservirii. Dacă suma timpilor de interferență a mașinilor este minimă, atunci s-a realizat o programare optimă.

Determinarea succesiunii optime a polideservirii se bazează pe următoarea proprietate: dacă avem o succesiune de deservire a mașinilor S_1 și se admite că se schimbă ordinea de deservire a două mașini, după o anumită regulă, se obține o succesiune diferită S_2. Admițînd că succesiunea S_2 este mai bună decît S_1, atunci după repetarea schimbării de succesiune trebuie să ducă, după un număr finit de etape, la realizarea optimului,

Fie o succesiune de deservire a mașinilor $m_1, m_2, \ldots, m_n$. Notăm cu X_i durata de așteptare a funcționării utile a mașinii m_i. Din fig. 1 rezultă că după efectuarea deservirii mașinilor m_i $(i=\overline{1, n})$, durata de așteptare pentru mașina m_1 este:

$$t_{e1}+t_{f1}+X_1=\sum_{i=1}^{n} t_{ei}$$

de unde:

$$X_1=\sum_{i=1}^{n} t_{ei}-(e_{1i}+t_{f1}). \tag{1}$$

Sînt posibile trei cazuri:

a) Atunci cînd:

$$\sum_{i=1}^{n} t_{ei}-(t_{ei}+t_{f1})=0$$

În acest caz nu sînt așteptări nici pentru executant, nici pentru funcționarea utilă a mașinii m_1 (s-a făcut abstracție de durata necesară deservirii t_{ej});

b) Atunci cînd:

$$\sum_{i=1}^{n} t_{ei}-(t_{e1}+t_{f1})<0$$

În acest caz executantul așteaptă să deservească mașina m_1 care funcționează util, dar costul acestei așteptări de multe ori se poate considera neglijabil ;

c) Atunci cînd :

$$\sum_{i=1}^{n} t_{ei} - (t_{e1}+t_{f1}) > 0$$

În acest caz executantul nu așteaptă, în schimb utilajul așteaptă. Avînd în vedere aceste trei cazuri, rezultă că timpul de așteptare al funcționării utile a mașinii m_1 este :

$$X_1 = MAX\left\{\left[\sum_{i=1}^{n} t_{ei} - (t_{e1}+t_{f1})\right];\ 0\right\} \tag{2}$$

Timpul de așteptare pentru mașina m_2 rezultă din lanțul de timpi ai ciclului II și III, pentru mașinile m_1 și m_2, astfel :

$$(t_{e1}+t_{f1})+X_1+t_{e1} = X_2+(t_{f2}+t_{e2})+t_{e1} \tag{3}$$

$$X_2 = [X_1+t_{e1}+(t_{e1}+t_{f1})] - \left[\sum_{i=1}^{2} t_{ei}+t_{f2}\right]$$

X_2 mai poate rezulta și din :

$$\sum_{i=1}^{n} t_{ei}+t_{e1} = X_2+(tf_2+t_{e2}+t_{e1})$$

deci :

$$X_2 = \left(\sum_{i=1}^{n} et_{ei}+t_{e1}\right) - \left(\sum_{i=1}^{2} t_{ei}+t_{f2}\right). \tag{4}$$

Pe baza rezultatelor analizei celor trei cazuri și a ecuației (3) și (4) se obține ecuația generalizată a timpului de așteptare pentru mașina m_2, cînd succesiunea deservirii este $m_1 \rightarrow m_2$:

$$X_2^{1-2} = MAX\left\{MAX\left[\left(\sum_{i=1}^{n} t_{ei}+t_{e1}\right);\ [X_1+t_{e1}+(t_{e1}+t_{f1})] - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \left(\sum_{i=1}^{2} t_{ei}+t_{f2}\right)\right];\ 0\right\} \qquad i \in \{1,\ 2\} \tag{5}$$

Timpul de așteptare pentru mașina m_3 în cazul deservirii în succesiunea $m_1 \rightarrow m_2 \rightarrow m_3$, se obține astfel :

$$t_{e1}+(t_{e2}+t_{f2})+X_2+t_{e2} = X_3+(t_{f3}+t_{e3})+t_{e2}+t_{e1}$$

de unde :

$$X_3 = X_2+\sum_{i=1}^{2} t_{ei}+(t_{e2}+t_{f2}) - \left(\sum_{i=1}^{3} t_{ei}+t_{f3}\right); \tag{6}$$

$$i \in \{1,\ 2\} \qquad i \in \{1,\ 2,\ 3\}$$

sau

$$\sum_{i=1}^{n} t_{ei}+t_{e1}+t_{e2} = X_3+t_{f3}+t_{e3}+t_{e2}+t_{e1}$$

deci:

$$X_3=\left(\sum_{i=1}^{n} t_{ei}+\sum_{i=1}^{2} t_{ei}\right)-\left(\sum_{i=1}^{3} t_{ei}+tf_3\right) \qquad (7)$$

$$i\in\{1,\ 2\} \qquad i\in\{1,\ 2,\ 3\}$$

în final:

$$X_3^{1-2-3}=MAX\left\{MAX\left[\left(\sum_{i=1}^{n} t_{ei}+\sum_{i=1}^{3} t_{ei}\right);\ X_2=\sum_{i=1}^{2} t_{ei}+\right.\right.$$

$$\left.\left.+(t_{e2}+t_{f2})-\left(\sum_{i=1}^{3} t_{ei}+t_{f3}\right)\right];\ 0\right\} \qquad (8)$$

$$i\in\{1,\ 2\} \qquad i\in\{1,\ 2\} \qquad i\in\{1,\ 2,\ 3\}.$$

Prin recurență se obține timpul de așteptare pentru mașina m_k, în ordinea de succesiune a deservirii $S\ \{1, 2, \ldots, k\}$.

$$X_k^{S_k}=MAX\left\{MAX\left[\left(\sum_{i=1}^{n} t_{ei}+\sum_{i=1}^{k-1} t_{ei}\right);\ \left[X_{k-1}+\sum_{i=1}^{k-1} t_{ei}+\right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.+(t_{e_{k-1}}+t_{f_{k-1}})\right]-\left(\sum_{i=1}^{k} t_{ei}+t_{fk}\right)\right];\ 0\right\} \qquad (9)$$

$$S_k\ \{1, 2, \ldots, k\} \qquad i\in S_k \qquad i\in S_k \qquad i\in S_k.$$

Cu relația (9) se determină timpul de așteptare a funcționării utile a mașinilor într-o succesiune S_k dată. Așa cum s-a arătat, problema constă în a găsi succesiunea optimă a deservirii a „n" mașini, satisfăcîndu-se condiția ca timpul total de așteptare a funcționării utile a mașinilor să fie minim.

Problema are caracter combinatorial și constă în a găsi în mulțimea permutărilor a „n" mașini

$$\{S=[(S_1,\ S_2);\ (S_2,\ S_3),\ \ldots,\ (S_{n-1},\ S_n)]\ \mid 1\leqslant S_1,\ \ldots,\ S_n\leqslant n\} \qquad (10)$$

astfel ca una sau mai multe permutări care minimizează expresia

$$Z\ (S)=\sum_{k=1}^{n} X_k^{S_k} \qquad (11)$$

reprezintă totalul timpului de așteptare a funcționării utile a mașinilor polideservite.

Pentru rezolvarea acestei probleme vom folosi algoritmi de tip „Branch and bound" (ramifică și mărginește).

Ramificarea de la un nod la noi noduri

Se formează o arborescență plecînd de la un nod inițial care reprezintă mulțimea celor $n!$ permutări (adică soluții) a celor „n" mașini polideservite. Nodul inițial Ω se ramifică în „n" noduri. Fiecare din aceste „n" noduri reprezintă afectarea în prima succesiune a mașinii i ($i=\overline{1,\ n}$), deci nodul Ω se ramifică în „n" noduri. Iar un nod intermediar N_k este mulțimea permutărilor parțiale a indicilor mașinilor polideservite ($i=\overline{1,\ n}$), respectiv permutările în care primii indici $k<n$ sînt arătați într-o anumită ordine. Pornind din acest nod intermediar N_k prin ramificarea acestuia se creează $(n-k)$ noduri noi rezul-

tate prin specificarea celui de-al $(k+1)$-lea al permutării dintre cei $(n-k)$ indici a căror poziție nu a fost anterior specificată. Numărul maxim de noduri rezultate prin procesul de ramificare este egal cu :

$$1+n+n(n-1)+\ldots+n!$$

Stabilirea marginilor inferioare

Dacă N_k este mulțimea permutărilor indicilor $i=\overline{1, n}$ în care primele k locuri sînt ocupate de o permutare P_k a acestor indici, marginea inferioară a nodului N_k se calculează astfel :

$$Z(S)=\sum_{i=1}^{k} X_k^{S_k} \tag{12}$$

$$i \in S_k ; \; S_k=\{1, 2, \ldots, k\}.$$

Alegerea nodului pentru noile ramificări

După ce s-a construit nodul inițial Ω al arborescenței se construiesc cele „i" noduri $(i=\overline{1, n})$ ale codurilor mașinilor polideservite și cîte un arc (ramificație) corespunzînd succesiunii de polideservire $(0-i)$ $(i=\overline{1, n})$, care are marginea inferioară egală cu durata polideservirii a executantului, practic cele „i" noduri succesoare nodului inițial au aceeași valoare. Aceste noduri reprezintă primul indice al mașinilor polideservite (m_i) și sînt nodurile primului nivel. Deoarece pe primul nivel toate nodurile au aceeași margine inferioară de la fiecare nod se ramifică $(n-1)$ indici ai mașinilor polideservite. Pentru fiecare nod de la nivelul doi se calculează timpul de așteptare a funcționării utile a mașinilor polideservite în ordinea primului și al celui de-al doilea indice : timpul de așteptare a funcționării utile se calculează cu relația (9) și se însumează cu timpul de așteptare pentru fiecare nod conform relației (12). Se determină valoarea cea mai mică a nodurilor de la nivelul doi. Este posibil ca mai multe noduri să aibă aceeași valoare inferioară (valoarea marginală), de la aceste noduri operația de ramificare continuă la nivelul următor cu indicele mașinilor neatribuite pînă în prezent.

Pentru nivelul K la fiecare nod din acest nivel se calculează cu relația (9) timpul de așteptare a funcționării utile a mașinilor polideservite și suma timpilor de așteptare a ordinii de succesiune a fiecărui nod de la nivelul inițial la nivelul K, care se calculează cu relația (12), ceea ce reprezintă marginea inferioară a nodului. Se determină nodul sau nodurile care au valoarea de limită inferioară $w(N_{I_k})$ de la care se continuă ramificarea, pentru nodurile care au valoarea $w(N_{I_k})$ superioară :

$$w(N_{L_k})<w(N_{L_k}) \tag{13}$$

se taie nodurile (N_{L_k}) ele nemaigenerînd noi ramificări.

Identificarea unui nod final care conține o soluție optimală

Un nod final conține soluția optimă dacă marginea sa inferioară asociată lui este mai mică sau cel mult egală cu a tuturor nodurilor de la ultimul nivel.

În cazul polideservirii mașinilor, mai ales cînd există mai multe soluții optimale, este necesar ca procesul ramificării și marginării să se continue pe

parcursul a cel puțin trei sau patru cicluri de polideservire. Ordinea de succesiune a deservirii și funcționării utile a mașinilor se trece într-un tabel (2) care conține: timpii de așteptare ai executantului și de așteptare a funcționării utile a mașinilor.

Tabelul 2

Succesiunea mașinilor m_1 (S_k)	$T_{ei_{Sk}}$	$\overline{T}_{ei_{Sk}}$	$T_{fi_{Sk}}$	$\overline{T}_{fi_{Sk}}$	$T^a_{ei_{Sk}}$	$T^a_{fi_{Sk}}$	Observații

În prima coloană se înscrie ordinea de succesiune a deservirii mașinilor în cadrul ciclului c ($c=\overline{1, r}$).

Se determină momentul în care se începe deservirea mașinii i ($T_{ei_{Sk}}$) m, conform succesiunii S_k, utilizînd relația:

$$T_{ei_{Sk}}=MAX\left\{\overline{T}_{e_{(i-1)_{Sk}}};\ \overline{T}_{f_{i_{Sk-1}}}\right\} \tag{14}$$

în care:

$\overline{T}_{e_{(i-1)_{Sk}}}$ – este momentul cînd executantul este liber să deservească mașina „i" din succesiunea S_k;

$\overline{T}_{f_{i_{Sk-1}}}$ – este momentul cînd funcționarea utilă a mașinii „i" s-a terminat în succesiunea S_{k-1}.

Momentul începerii funcționării utile a mașinii „i" din succesiunea S_k ($T_{f_{i_{Sk}}}$), rezultă din:

$$T_{f_{i_{Sk}}}=\overline{T}_{e_{i_{Sk}}} \tag{15}$$

Durata funcționării utile a mașinii „i" în succesiunea S_k este dată de relația:

$$\overline{T}_{f_{i_{Sk}}}=T_{f_{i_{Sk}}}+t_{f_i} \tag{16}$$

Momentul terminării deservirii mașinii „i" din succesiunea S_k ($T_{e_{i_{Sk}}}$), se obține din relația:

$$\overline{T}_{e_{i_{Sk}}}=MAX\left[(\overline{T}_{e_{(i-1)_{Sk}}};\ \overline{T}_{f_{i_{Sk-1}}})+t_{ei}\right] \tag{17}$$

Timpul de așteptare a executantului, la deservirea mașinii „i" succesiunea S_k ($T^a_{e_{i_{Sk}}}$), rezultă din:

$$T^a_{e_{i_{Sk}}}=MAX\left[(\overline{T}_{f_{i_{Sk-1}}}-\overline{T}_{e_{i-1_{Sk}}});\ 0\right] \tag{18}$$

Timpul de aşteptare a funcţionării utile a maşinii „i“ în cadrul succesiunii S_k, este dată de relaţia :

$$T^a_{f_{i_{Sk}}} = MAX\left[(\overline{T}_{e_{i-1_{Tk}}} - T_{f_{i_{Sk-1}}});\ 0\right] \tag{19}$$

Aceste calcule se ordonează în tabelul 2.

Metoda potenţialelor aplicată în locul graficului Gantt dă posibilitatea folosirii în condiţii mai bune a calculelor matematice. Se creează şi posibilitatea de a se folosi calculatoarele electronice în cazul unor aplicări practice la care volumul de calcul este mult mai laborios.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Studiul muncii, vol. II, Editura tehnică, Bucureşti, 1971.
2. Nădejde, I., Zidăroiu, C., Bergthaller, C., Probleme de cercetare operaţională, Editura Academiei Republicii Socialiste România, Bucureşti, 1971.
3. Popovici, C., Savii, Gh., Killman, V., Tehnologia construcţiei de maşini, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1967.
4. Savii, Gh., Haiduc, I., Drobny, H., Deservirea mai multor maşini şi cumularea de noi profesii. Caiuet de studii 13, Institutul de Cercetări Economice al Academiei Republicii Socialiste România, Bucureşti, 1970.

Tache, Gh., Contribuţii la studiul aplicării metodelor de deservire a mai multor maşini, Teză de doctorat I.P.T., 1979.

DIE OPTIMIERUNG DER MEHRZWECKBEDIENUNG DURCH DAS „BRAUCH AND BOUND“ – VERFAHREN

ZUSAMMENFASSUNG

Das Modell ermöglicht eine bessere Lösung, in einer gegebenen Produktionsfolge, der Bedienung mehrer Arbeitsplätze durch einen Ausführer, Es wird des verfahren. „Brauch und Bound“ zur Verkürzung der Rechenoperationen benützt.

Zur Bestimmung des Anfangs-und des Abschlussmomentes einer Bedienung wird die Gantt-Graphik durch die Potential – Methodologie ersetzt, welche beachtenswerte Rechenvorteile bietet.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

CONSIDERAŢII PRIVIND IMPLEMENTAREA POLIDESERVIRII ÎN INDUSTRIA CONSTRUCTOARE DE MAŞINI

DE
GH. SAVII, GH. TACHE, AL. POPOVICI

Din analiza condiţiilor şi posibilităţilor de aplicare a metodelor deservirii mai multor maşini-unelte de un executant, se constată că aceasta reprezintă una din căile eficiente de creştere a productivităţii muncii, de utilizare a capacităţii maşinilor-unelte şi de reducere a costurilor de producţie.

Problema polideservirii în condiţiile mecanizării şi automatizării sistemului de deservire şi de comandă a maşinii-unelte se va impune în viitor tot mai mult devenind o metodă curentă de lucru la prelucrarea pe maşini-unelte.

Pentru aplicarea practică a metodei, trebuie să se ia în considerare modul de organizare în spaţiu a producţiei şi a muncii.

În cazul deservirii mai multor maşini-unelte de un executant, se va lua în considerare faptul că aceasta se poate organiza după următoarele sisteme :

1. Pe grupe de maşini-unelte de aceeaşi tipodimensiune, cînd pot interveni situaţiile de efectuare ;
   - operaţii de aceeaşi structură şi durată ;
   - operaţii de aceeaşi structură dar cu durate multiple între ele ;
   - operaţii diferite ca structură dar de aceeaşi durată ;
   - operaţii de structură şi cu durate diferite ;
2. Pe maşini-unelte amplasate în linie de producţie în flux, cînd se unesc diferite operaţii executate într-o succesiune de prelucrare a obiectelor muncii.
3. Pe maşini-unelte de tipodimensiuni diferite, amplasate învecinate într-o celulă de fabricaţie, executîndu-se repere şi operaţii diferite.

În vederea introducerii metodei deservirii mai multor maşini-unelte în cadrul unui sector de lucru, se cere să se efectueze un studiu asupra modului şi condiţiilor în care urmează să se desfăşoare activitatea. În acest sens, la întocmirea proiectului de organizare trebuie să se ţină seama de sistemul care urmează să fie adoptat. Gruparea obiectelor muncii în raport cu volumul de producţie planificat pentru perioada respectivă, grupate pe zone de maşini-unelte învecinate.

În prima fază se va face o codificare, sistematizare şi înregistrare a datelor iniţiale ale obiectelor muncii P_i ($i=1, n$). Se va menţiona cantitatea de obiecte ale muncii (Q_i) ce urmează a fi prelucrate, timpii necesari pentru deservire (t_{e_i}) şi timpul de funcţionare util al maşinilor-unelte fără supravegherea muncitorului (t_{f_i}) pentru fiecare obiect al muncii care urmează a se executa pe grupa de maşini-unelte (Tabelul 1).

Se calculează apoi pentru fiecare tip al obiectelor P_i volumul de muncă necesar (T_i) pentru perioada respectivă :

$$T_i = Q_i\,(t_{e_i} + t_{f_i}).$$

Calculele se sistematizează într-un tabel (Tabelul 2).

Volumul de muncă necesar T_i rezultat din tabelul 2 coloana 6, se ordonează într-un şir descrescător. Din şir se elimină obiectele muncii P_i la care valorile T_i fiind foarte mici nu justifică tehnico-economic organizarea deservirii mai multor maşini-unelte de un singur muncitor.

Tabelul 1

Codul obiectelor muncii (P_i)	Cantitatea de obiecte ale muncii în perioada de plan (Q_i)	Timpii executantului (t_{e_i})	Timpii funcţionării utile a maşinii (t_{f_i})
P_1	Q_1	t_{e_1}	t_{f_1}
P_2	Q_2	t_{e_2}	t_{f_2}
.	.	.	.
.	.	.	.
P_i	Q_i	t_{e_i}	t_{f_i}
.	.	.	.
.	.	.	.
P_n	Q_n	t_{e_n}	t_{f_n}

Tabelul 2

Nr. ort.	P_i	Q_i	t_{e_i}	t_{f_i}	$t_{e_i}+t_{f_i}$	$T_i=Q_i(t_{e_i}+t_{f_i})$
0	1	2	3	4	5=3+4	6=2×5
1.	P_1	Q_1	t_{e_1}	t_{f_1}	$t_{i_1}+t_{f_1}$	$Q_1(t_{e_1}+t_{f_1})$
2.	P_2	Q_2	t_{e_2}	t_{f_2}	$t_{e_2}+t_{f_2}$	$Q_2(t_{e_2}+t_{f_2})$
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
i	P_i	Q_i	t_{e_i}	t_{f_i}	$t_{e_i}+t_{fi}$	$Q_i(t_{e_i}+t_{f_i})$
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
n	P_n	Q_n	t_{f_i}	t_{f_n}	$t_{e_n}+t_{f_n}$	$Q_n(t_{e_n}+t_{f_n})$

În continuare se determină numărul optim de maşini-unelte m_i ce pot fi deservite de un singur muncitor, folosind în acest sens relaţia :

$$m_i=\frac{t_{f_i}}{t_{e_i}}+1.$$

Se va căuta să se obţină numărul maxim de maşini-unelte deservite de un executant în condiţiile alocării obiectelor muncii P_i în ordinea şirului descrescător T_i – pentru a avea valori apropiate de terminarea deservirii fiecărei maşini-unelte, astfel ca timpii de interferenţă să fie cei mai mici şi de

asemenea timpii de aşteptare ai muncitorului. Această operaţie se repetă pînă la alocarea tuturor obiectelor muncii cuprinse în şirul ordonat.

Se ordonanţează polideservirea maşinilor-unelte pe mulţimea obiectelor muncii alocate fiecărui grup de maşini şi fiecărui executant. În acest cadru se stabileşte ordinea şi succesiunea deservirii maşinilor în funcţie de obiectivul tehnico-economic propus.

În cazul pregătirii deservirii mai multor maşini-unelte de un muncitor, într-un sistem cu linie de producţie în flux, se va proceda în primul rînd la determinarea numărului optim de maşini-unelte ce pot fi deservite de un muncitor. Se va lua în considerare maşinile-unelte amplasate în ordinea în care se efectuează prelucrarea obiectelor muncii pe linia tehnologică.

După această operaţie, se trece la ordonanţarea ordinei de deservire a maşinilor-unelte în funcţie de alocările efectuate în prima fază.

Gruparea obiectelor muncii în raport cu volumul producţiei şi ordonat după timpul necesar pentru prelucrare asigură condiţiile pentru organizarea sistemului.

Astfel, maşinile-unelte ce urmează a fi deservite de un muncitor se grupează în aşa fel încît durata operaţiei de efectuare să fie aproximativ aceeaşi.

Prin această formă de organizare se poate asigura o astfel de încărcare a maşinilor-unelte încît să nu fie nevoie de a se introduce alte produse pentru prelucrare, ceea ce ar conduce la forme de organizare mai greoaie cu scăderea eficienţiei tehnico-economice.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Studiul muncii, vol. II., Editura tehnică, Bucureşti, 1971.
2. Popovici, C., Savii, Gh., Killman, V., Tehnologia construcţiei de maşini, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1967.
3. Savii Gh., Haiduc I., Drobny H., Deservirea mai multor maşini şi cumularea de noi profesii. Caiet de studiu 13, Institutul de Cercetări Economice al Academiei Socialiste România, Bucureşti, 1970.

Tache, G., Contribuţii la studiul aplicării metodei de deservire a mai multor maşini, teză de doctorat, I.P.T., 1979.

ZUR EINFÜHRUNG DER MEHRZWECKBEDIENUNG IN DER MASCHINENBAUNINDUSTRIE

ZUSAMMENFASSUNG

Die Sicherstellung einer nötigen Wirtschaftlichkeit der Bedienung mehrer Arbeitsplätze durch einen Ausführer, setz eine Gruppierung der Arbeitsobjekte nach ihrer gleichwertigen Ausführungsdauer voraus, Gruppierung die Abhängigkeitverhältnisse zum Produktionsvolumen der Planperiode der benützten Maschinen aufweist und auch berücksichtigt.

ZUR EINFÜHRUNG DER NEBENZWECKBINDUNG IN DER MASCHINENBAUINDUSTRIE

ZUSAMMENFASSUNG

Die Sicherstellung einer nötigen Wirtschaftlichkeit der Bedienung mehrer Arbeitsplätze durch einen Ausführer, setz eine Gruppierung der Arbeitsobjekte nach ihrer gleichwertigen Ausführungsdauer voraus. Gruppierung de Abhängigkeitsverhältnisse zum Produktionsvolumen der Pianperiode der benützten Maschinen aufweist und auch berücksichtigt.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara
SERIA MECANICĂ
Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

OPTIMIZAREA PARAMETRILOR REGIMULUI DE TĂIERE CU OXIGEN

DE
C. SARLĂU, GH. BABESCU, GH. GLIŢA, GH. PERŢA

1. Introducere.

Oţelurile de construcţie obişnuite şi slab aliate se taie, debitează sau prelucrează cu flacără oxiacetilenică (cu oxigen) în condiţii bune, adică cu productivitate şi eficienţă economică ridicată, atît manual cît şi mecanizat.

Parametrii regimului de tăiere se pot stabili pe baza unor relaţii sau experimental. Astfel unii parametrii de tăiere se pot determina cu următoarele relaţii:

– Debitul de gaz combustibil, acetilenă:

$$Q_{gc}=\left(0{,}86+\frac{250}{s}\right)s \text{ în } (dm^3/h)\,; \quad s=\text{grosimea tablei}$$

– Debitul de oxigen pentru flacăra de încălzire:

$$Q_{0i}=(1{,}2\ldots1{,}3)\,Q_{gc} \qquad \text{în } (dm^3/h)$$

– Debitul de oxigen pentru tăiere:

$$Q_{0t}=\left(2{,}7+\frac{3{,}4}{s}\right)b\cdot s\cdot v_t \qquad \text{în } (dm^3/h)$$

b – lăţimea rostului tăiat
v_t – viteza de tăiere

– Presiunea oxigenului de tăiere:

$$p_{0t}=\left(0{,}71+\frac{2}{s}\right) \qquad (\text{în daN/cm}^2)$$

– Lăţimea rostului tăiat:

$$b=2+0{,}03\cdot s \qquad \text{în (mm)}$$

– Timpul de tăiere:

$$t=\frac{6}{s}+0{,}8\,s \qquad \text{în (min/m)}$$

– Viteza de tăiere:

$$v_t=\frac{60}{t} \qquad \text{în (m/h)}$$

– Distanţa dintre diuza arzătorului şi suprafaţa tablei de tăiat:

$$a=2+0{,}015\cdot s \qquad \text{în (mm).}$$

Dintre aceşti parametrii ai regimului de tăiere presiunea şi viteza de tăiere în funcţie de grosimea tablei, determină în cel mai înalt grad productivitatea şi calitatea tăierii, desigur considerînd şi puritatea oxigenului.

Din acest motiv, în lucrarea de faţă se va cerceta găsirea unei corelaţii între viteza de tăiere, presiunea oxigenului de tăiere şi grosimea tablei de tăiat.

2. Determinarea corelației dintre v_t, p_{ot} și s.

Pentru determinarea corelației optime dintre viteza de tăiere, presiunea oxigenului de tăiere și grosimea tablei de tăiat s-au efectuat o serie de încercări experimentale. În funcție de grosimea tablelor de tăiat s-a urmărit determinarea vitezei de tăiere care să conducă la tăieri de bună calitate în concordanță cu presiunea oxigenului. Se precizează că puritatea oxigenului folosit a fost de 98% și s-au tăiat table de oțel OL 37.

Rezultatele experiențelor sînt date în tabelul 1.

Pe baza prelucrării statistice simple a rezultatelor experimentale s-a dedus o primă corelație dintre v_t, p_{ot} și s și anume :

$$v_t = 25{,}5 \frac{p_{ot}}{s^{0{,}6}} \tag{1}$$

Aplicînd metodele statistice ale corelației multiple care permit măsurarea influenței comune a celor doi parametrii p și s asupra vitezei de tăiere s-a considerat spațiul de corelație format cu valorile măsurate celor trei parametrii studiați.

Astfel, suprafața de regresie liniară a lui v_t, în raport cu p și s, care reprezintă un plan în spațiul cu trei dimensiuni, este dată printr-o ecuație de forma :

$$v_t(s, p) = A + Bs + Cp \tag{2}$$

în care coeficienții A, B, C numiți coeficienți de regresie, arată ce pondere are influența fiecărei caracteristici factoriale s, p asupra variației caracteristicii v_t și se determină cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate, în așa fel ca dispersia abaterilor valorilor observate v_t față de valorile determinate pe baza ecuației de regresie (2) să fie minimă, deci :

$$\sum_{i=1}^{n} [v_t(s_i, p_i) - A - Bs_i - C_{pi}]^2 = \text{minim} \tag{3}$$

Dorim deci să minimizăm suma (3), fapt care ne conduce la sistemul (4) :

$$\begin{cases} nA + \left(\sum_{i=1}^{n} s_1\right) B + \left(\sum_{i=1}^{n} p_i\right) C = \sum_{i=1}^{n} v_t(s_i, p_i) \\ \left(\sum_{i=1}^{n} s_t\right) A + \left(\sum_{i=1}^{n} s_i^2\right) B + \sum_{i=1}^{n} s_i p_i \Big) C = \sum_{i=1}^{n} s_i v_t(s_i, p_i) \\ \left(\sum_{i=1}^{n} p_i\right) A + \left(\sum_{i=1}^{n} s_i p_i\right) B + \left(\sum_{i=1}^{n} p_i^2\right) C = \sum_{i=1}^{n} \sum_{i=1}^{n} p_i v_t(s_i, p_i) \end{cases} \tag{4}$$

Sistemul (4) este un sistem de tip Cramer care se rezolvă prin una din metodele cunoscute ([1, 3] cap. VIII și IX).

În cazul cercetărilor noastre, pe baza datelor experimentale din tabelul 1 s-a obținut sistemul :

$$\begin{cases} 11A + 1\,270B + 84C = 104{,}4 \\ 1\,270A + 238\,900B + 13\,540C = 9\,699 \\ 84A + 135\,400B + 812C = 712{,}3 \end{cases} \tag{5}$$

Tabelul 1

Viteza de tăiere (m/h) în funcţie de p şi s

Presiunea oxigenului $\left[\frac{N^{ep}}{m^2}\right]$ / Grosimea tablei [mm]	2		3		4		5		6		7		8		10		12		13		14	
	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.	Calc.	Exp.
10	10,16	14,4	11,39	21,6	12,63	28,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	9,39	8,7	10,62	15,3	11,86	17,4	13,10	21,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	8,62	7,5	9,85	11,1	11,09	15	12,33	18,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	7,85	5,4	9,08	8,1	10,32	11,1	11,38	15,6	12,79	16,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50	—	—	8,31-	7,2	9,53	9,9	10,75	12,3	12,02	13,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	—	—	7,54	6.6	8,78	8,7	10,02	10,8	11,25	12,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
70	—	—	6,77	6,0	8,01	8,1	9,25	10,2	10,48	10,8	1,72	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	19,81	11	—	—	—	—	—	—	—	—
150	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9,27	10,4	—	—	—	—	—	—
200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7,89	6,6	—	—	—	—
250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5,28	5,4	—	—
300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4,66	4,2

a cărui soluție optimă este :

$$v_t\,(s,\ p)=8{,}458292-0{,}076993s+1{,}236355p \qquad (6)$$

sau :

$$v_t\,(s,\ p)=8\,458\,292\cdot10^{-6}-76\,993\cdot10^{-6}\cdot s+1\,236\,355\cdot10^{-6}p \qquad (6')$$

Așadar ecuația regresiei multiple, care exprimă dependența vitezei de tăiere în funcție de grosimea s și presiunea p este dată de (6). Cunoscînd deci valorile grosimii și ale presiunii, se poate găsi valoarea optimă a vitezei de tăiere.

3. Concluzii.

Coeficienții de regresie A, B, C arată gradul influenței caracteristicilor grosime și presiune asupra caracteristicii rezultative, viteză. În cazul progresiei multiple, coeficientul de regresie arată cu cît anume variază caracteristica rezultativă v_t atunci cînd caracteristica factorială respectivă (grosime sau presiune) variază cu o unitate, în ipoteza că celelalte caracteristici factoriale se mențin la un nivel constant.

În (6) coeficientul de regresie $c=1{,}236355$ arată că presiunea crește cu 1% cînd grosimea s se menține la un nivel constant atunci viteza de tăiere se mărește cu 0,1236355 m/h și de asemenea dacă p se menține la același nivel, la o creștere a grosimii cu 1%, viteza de tăiere se micșorează doar cu 0,0076993 m/h. Aceste eventuale abateri în procesul de tăiere cu oxigen nu sînt semnificative și nu influențează calitatea lucrării.

Din reprezentarea grafică a corelației v_t, p și s dedusă experimental și analitic (fig. 1) rezultă că cele două curbe se suprapun satisfăcător, afară de domeniul cînd tablele au grosime mai mică de 30 mm.

Relațiile stabilite pot fi folosite la stabilirea vitezei de tăiere în special în procesele mecanizate și contribuie atît la economii de materiale (oxigen) cît și la ridicarea productivității și calității acestor lucrări.

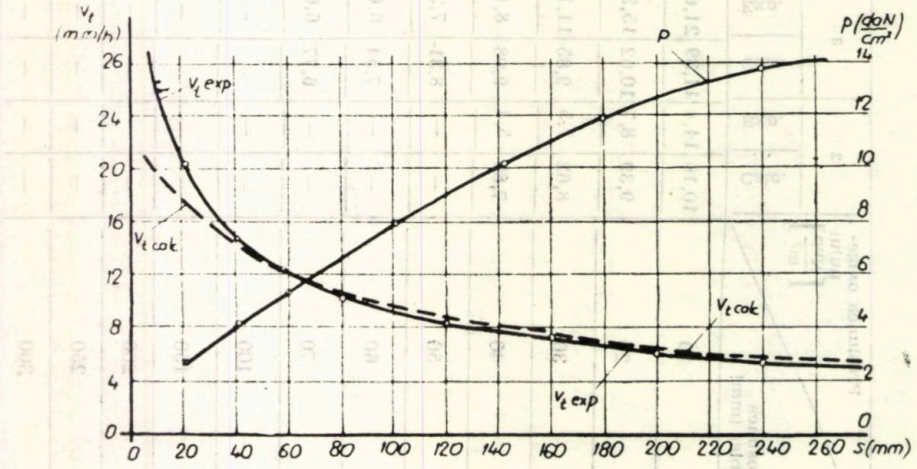


Fig. 1. Variația v în funcție de s.

BIBLIOGRAFIE

1. Demidovitoh, B., Maron I., Elements de calcul numerique, Editions de Moscou, 1979.
2. Dorn, W. S., Mc Cracken, D. D., Metode numerice cu programe în FORTRAN IV, Ed. tehnică Bucureşti, 1976 (traducere din limba engleză).
3. Lucomschi, Is., Teoria korelaţii i primenenie k analizu proizvodstvo, Moscova, 1958.

OPTIMISIERUNG DER PARAMETERN FÜR SCHNEIDEN MIT SAUERSTOFF

ZUSAMMENFASSUNG

Bei Erzeugung der Schweisskonstruktionen ist das Schneiden mit Sauerstoff eine Arbeit mit grossem Gewicht, man kann sie mit der Hand oder Mechanisiert machen.

Die Festsetzung und die richtige Auswählung der wichtigen Parametern, wie der Sauerstoffdruck die Schneidgeschwindigkeit vergrössert die Arbeitseffizienz besonders bei Mechanisirtem Schneiden.

Bei Benützung und statistische analysierung einer Reihe von Versuchen, hat man Beziehnngen erlangen, die eine Optimisierung der Parametern für das Schneiden mit Sauerstoff erlanben.

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic „Traian Vuia" Timişoara

SERIA MECANICĂ

Tom 26 (40) Fascicola 2 — 1981

FRÎNAREA VAGOANELOR DE CĂLĂTORI LA 200 KM/H

DE

GL. MUNTEAN, V. JUNC

1. Noţiuni generale.

Odată cu creşterea vitezelor de circulaţie a trenurilor, frînarea devine o problemă tot mai importantă. Clasicul sistem de frînare, prin apăsarea saboţilor din fontă pe bandajele de oţel, limitează posibilităţile de frînare, pe de o parte datorită micşorării considerabile a coeficientului de frecare la viteze mari, cît şi datorită încălzirii exagerate a saboţilor şi în special a bandajelor, fenomen ce poate duce la slăbirea bandajelor. De asemenea la viteze mari de circulaţie, pentru realizarea forţei de frînare necesară, micşorarea coeficientului de frecare trebuie compensată prin sporirea forţei de apăsare a sabotului pe bandaj, fapt ce conduce la necesitatea înzestrării vehiculelor cu instalaţii complicate şi totodată la apariţia uzurilor pronunţate a saboţilor şi a bandajelor.

O soluţie constructivă ingenioasă reprezintă înzestrarea vehiculelor feroviare cu frîna disc. În acest caz, pe lîngă faptul că timoneria de frînă este mai compactă, saboţii sînt de obicei nemetalici, avînd un coeficient de frecare puţin dependent de viteză, iar efectul termic asupra bandajelor este înlăturat.

În ambele sisteme amintite, forţa de frînare este limitată de aderenţa roţilor la şine. Cum la viteze mari de circulaţie, aderenţa dintre roată şi şină se micşorează, pentru a avea o frînare eficientă, vehiculele de mare viteză se înzestrează cu frînă electromagnetică de şină, independentă de aderenţă.

În lucrare, vagonul pentru 200 km/h se consideră înzestrat cu frîna disc şi electromagnetică de şină.

2. Calculul frînei disc.

Se consideră frîna cu două discuri pe osie, modelul mecanic al timoneriei de frînă fiind prezentat în figura 1.

2.1. *Calculul forţei de apăsare pe sabot.* Forţa K, de apăsare a unui sabot pe disc, se determină din relaţia :

$$K = F_c \cdot \frac{i}{\eta_t} \tag{1}$$

în care : F_c este forţa la tija pistonului cilindrului de frînă ;

i — raportul de amplificare al timoneriei ;

η_t — randamentul timoneriei.

2.2. *Calculul variaţiei sarcinii pe osie.* Forţele care acţionează asupra vagonului în timpul frînării, cît şi oscilaţiile verticale ale maselor suspendate, duc la variaţia sarcinilor pe osii. Deoarece între cutia vagonului şi boghiuri, nu

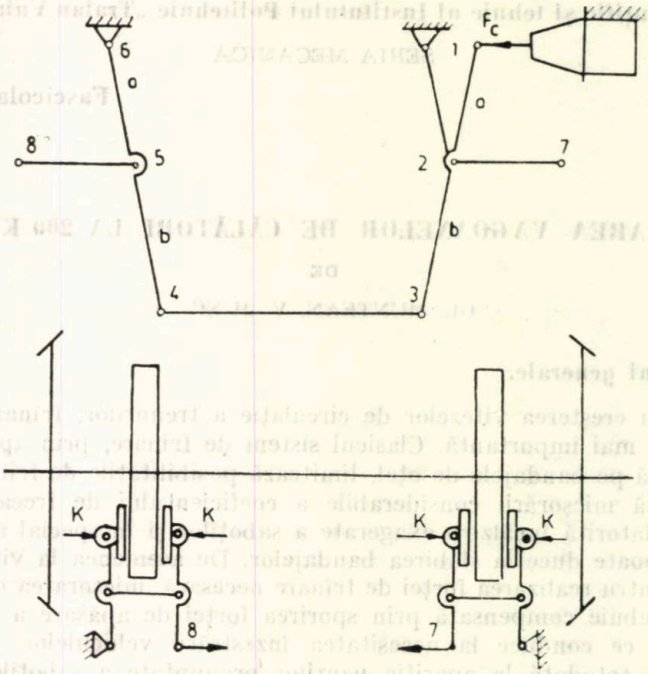


Fig. 1.

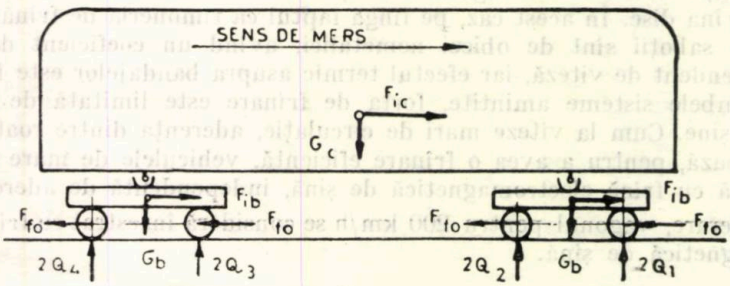


Fig. 2

există legătură rigidă, influența acestora asupra variației sarcinii pe osii, se studiază separat.

Schematic, un vagon de călători, cît și forțele care acționează asupra lui în timpul frînării, este prezentat în figura 2, în care s-a notat :

F_{f0} — forța de frînare pe osie ;
F_{ic} și F_{ib} — forța de inerție a cutiei și a boghiului ;
G_c și G_b — greutatea cutiei și a boghiului ;
$2Q$ — sarcina pe osie.

2.2.1. *Influența cutiei*. Separînd cutia de vagon și introducînd forțele de legătură, se obține figura 3.

Din ecuația de momente a forțelor, scrisă în raport cu axa ce trece prin P, rezultă relația de calcul a variației sarcinii pe boghiuri :

$$\Delta G_c = \frac{F_{ic}}{l}(h_{ic} - h_p) \qquad (2)$$

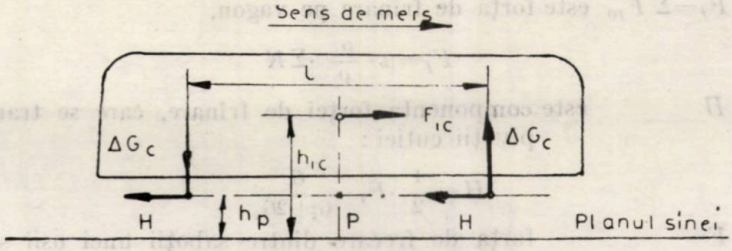


Fig. 3.

Primul boghiu în sensul de mers se încarcă, iar al doilea se descarcă, cu ΔG_c.

Variația sarcinii pe osii, ținînd seama că pivotul este simetric față de axa osiilor este :

$$2\Delta Q_{c1}=2\Delta Q_{c2}=\frac{\Delta G_c}{2}\,. \tag{3}$$

2.2.2. *Influența boghiului*. Schematic, un boghiu, cît și forțele care acționează asupra lui în timpul frînării, este prezentat în figura 4.

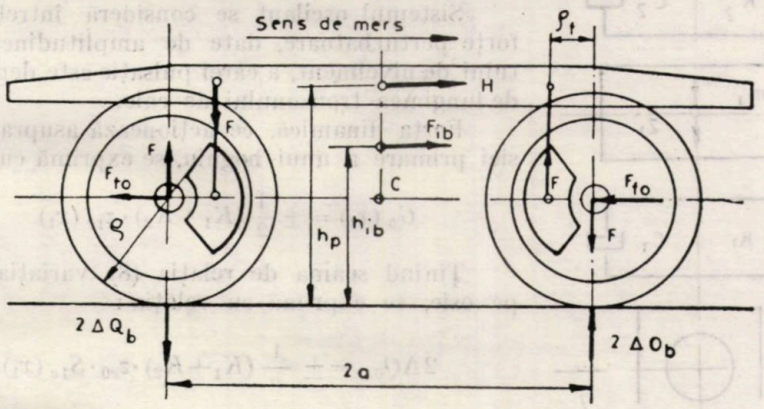


Fig. 4.

Din ecuația de momente a forțelor, scrisă în raport cu axa ce trece prin C, rezultă relația de calcul a variației sarcinii pe osii :

$$2\Delta Q_b=\frac{1}{2a}\left[H\,(h_p-\rho)+F_{ib}\,(h_{ib}-\rho)-F\,(2a-2\rho_f)+F\cdot 2a\right] \tag{4}$$

În relațiile (2) și (4) avem :

$$F_{ic}=F_f\cdot\frac{G_c}{G_c+G_b}$$

și

$$F_{ib}=F_f\cdot\frac{G_b}{G_c+2G_b}$$

în care : $F_f = \Sigma F_{f0}$ este forța de frînare pe vagon,

$$F_f = \mu \cdot \frac{\rho_f}{\rho} \cdot \Sigma K \tag{5}$$

H este componenta forței de frînare, care se transmite în pivoții cutiei :

$$H = \frac{1}{2} \cdot F_f \cdot \frac{G_c}{G_c + 2G_b} \tag{6}$$

F — forța de frecare dintre saboții unei osii și discuri,

$$F = 4\mu K. \tag{7}$$

2.2.3. *Influența oscilațiilor verticale.* Oscilațiile materialului rulant de cale ferată, ce apar la trecerea peste denivelările căii, duc la variația sarcinii pe osii și, legat de aceasta, oscilațiile de săltare, limitează forța maximă de frînare.

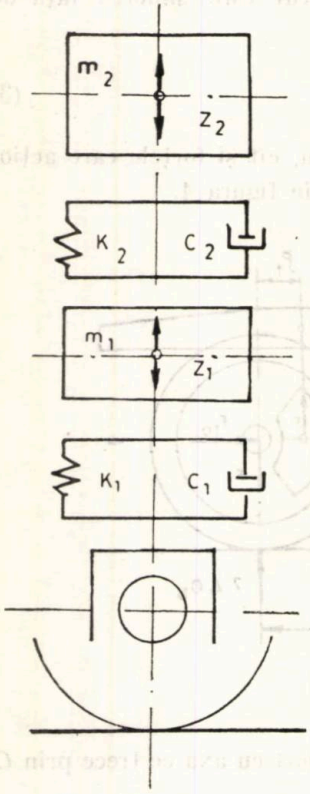


Fig. 5.

Luînd în considerare doar oscilațiile verticale, întrucît acestea influențează direct sarcina pe osie, modelul mecanic al vagonului poate fi redus la un model al unui sistem oscilant de gradul doi, figura 5, în care s-a notat :

m_1 și m_2 — masele suspendate ale boghiurilor și a cutiei ;

z_1 și z_2 — coordonatele generalizate ;

C_1 și C_2 — coeficienții de amortizare.

Sistemul oscilant se consideră întreținut de forțe perturbatoare, date de amplitudinea defectului de nivelment, a cărei pulsație este dependentă de lungimea tronsonului de cale.

Forța dinamică, ce acționează asupra suspensiei primare a unui boghiu, se exprimă cu relația :

$$G_b(x_1) = \pm \frac{1}{2}(K_1 + K_2) \cdot z_{1c}(x_1) \tag{8}$$

Ținînd seama de relația (8), variația sarcinii pe osie, se exprimă cu relația :

$$2\Delta Q_{0sc} = \pm \frac{1}{n}(K_1 + K_2) \cdot z_{c0} \cdot S_{1c}(x_1) \tag{9}$$

în care : n este numărul osiilor montate ;

z_{c0} — amplitudinea defectului de nivelment, longitudinal, al căii ;

$S_{1c}(x_1)$ — funcția de transfer a mișcării masei suspendate a boghiurilor.

3. Caracteristicile de frînare.

Prin caracteristici de frînare se înțelege, variația cu viteza, a forței de frînare și a spațiului de frînare.

În cazul frînei cu disc, o frînare eficientă se realizează atunci cînd roțile frînate cu forța maximă se rostogolesc pe șine, adică, pentru fiecare osie, este îndeplinită condiția :

$$F_{f0} \leqslant f_a (2Q - 2\Delta Q_i) = f_a \cdot G_a \tag{10}$$

în care : f_a este coeficientul de aderență dintre roată și șină ;
G_a — greutatea aderentă ;
$2Q$ — sarcina statică pe osie ;
$2\Delta Q_i$ — descărcarea maximă a osiei :

$$2\Delta Q_i = 2\Delta Q_c + 2\Delta Q_b + 2\Delta Q_{osc} \tag{11}$$

Spațiul real de frînare se calculează cu relația :

$$S_f = C \cdot \frac{V_{k+1}^2 - V_k^2}{(f_f + r_t \pm r_i)_{k,\ k+1}} \tag{12}$$

în care : C este o constantă ce ține seama de masele în mișcare de rotație ;
V — viteza de mers ;
f_f — forța specifică de frînare ;
r_t — rezistența specifică în aliniament și palier ;
r_i — rezistența pe declivități.

În cazul frînei cu disc, ținînd seama de comanda pneumatică a frînării, spațiul total de frînare este $S = S_f + S_p$ în care S_p este spațiul de pregătire al frînelor pentru intrarea în acțiune.

4. **Aplicație.**

Considerînd datele constructive și funcționale ale unui vagon de călători tip Z, și efectuînd calculele cu relațiile (2), (4) și (9) se obține diagramele din figura 6.

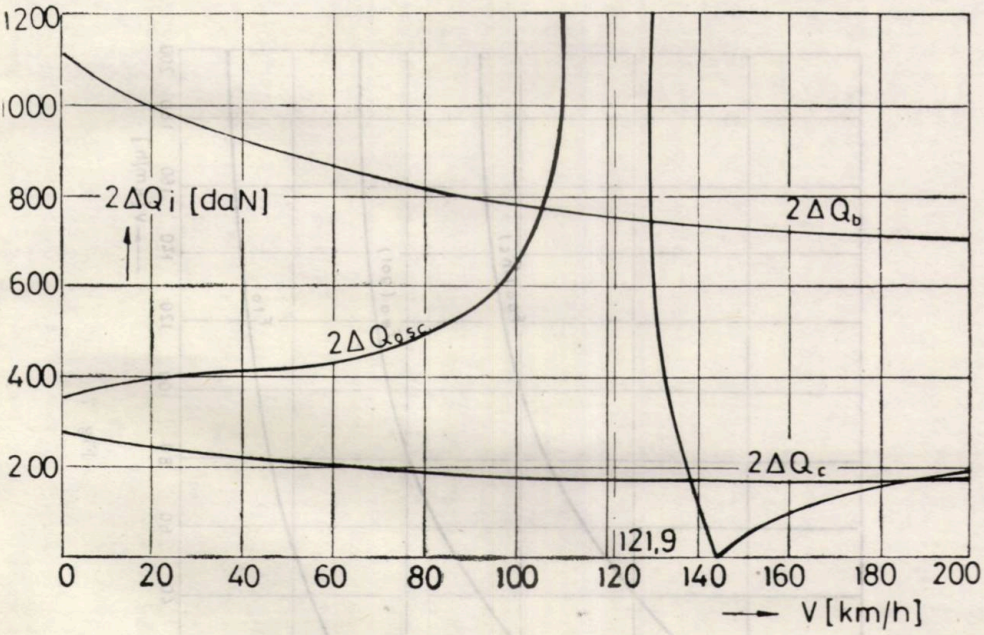


Fig. 6.

Ținînd seama de osia cea mai descărcată, din relațiile (10) și (11), se obține diagramele din figura 7.

Cu relația (12), se calculează diagramele din figura 8, S_{fd} pentru frîna cu disc ; S_{fem} — pentru frîna electromagnetică de șină și $S_{f\ d+em}$ — pentru frînarea concomitentă cu frîna disc și electromagnetică de șină.

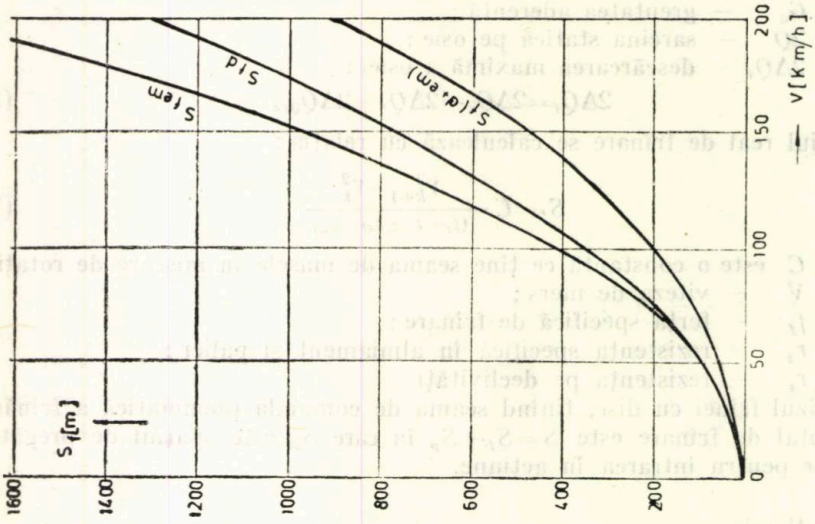


Fig. 8.

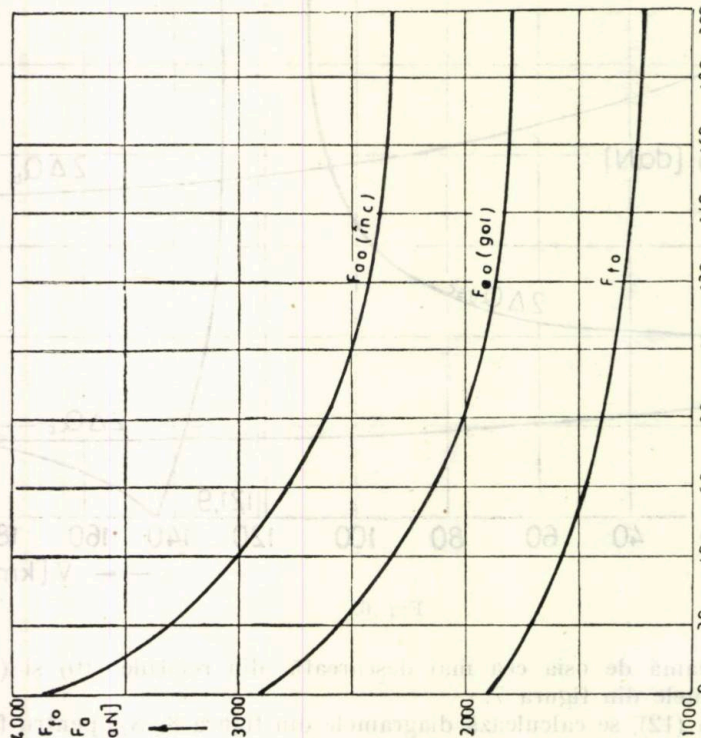


Fig. 7.

5. Concluzii.

– Viteza critică, la care ar apare rezonanţa, este de circa 122 km/h (fig. 6). Ţinînd cont de faptul că vagonul este destinat să circule cu viteza de 200 km/h, prin viteza critică trece, în scurt timp, ca atare nu este posibilă atingerea vitezei de rezonanţă.

– Forţa de frînare, la frîna cu disc, variază puţin cu viteza şi se situează sub forţa de aderenţă, chiar în cazul vagonului gol (fig. 6).

– Spaţiul pe care se poate opri vagonul, de la 200 km/h, se încadrează în prescripţiile *UIC* (fig. 8).

BIBLIOGRAFIE

1. Muntean Gligor, Tracţiunea trenurilor, Lito I.P. „TV". Timişoara, 1977.
2. Ursu Costache, Dinamica materialului rulant de cale ferată, Lito. I.P. „T.V.". Timişoara, 1981.

FREINAGE DES VOITURES WAGONS A LA VITESSE DE 200 KM/H

RÉSUMÉ

Dans ce travail on présente un étude thèorique, qui et suivi d'une application numérique des caractéristiques du freinage pour une voiture wagon équipé d'un frein à disque et d'un frein électromagnétique de rail. On érablit l'influence de la rotation de la Caisse et des bogies, ainsique celle des vibrations verticales des masses suspendues sur la variation des charges sur les essieus. On dégage aussi des conclusions sur l'efficience du freinage combiné entre le freinage à disque et électromagnetique.

F
7414/M

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC „TRAIAN VUIA"
TIMIȘOARA

MECANICĂ

Tomul 26 (40) Fascicola 2

IULIE–DECEMBRIE
1981